

540158
21 JUN 2005

Rec'd JUN 21 2005

(12)特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局



(43) 国際公開日
2004 年 7 月 15 日 (15.07.2004)

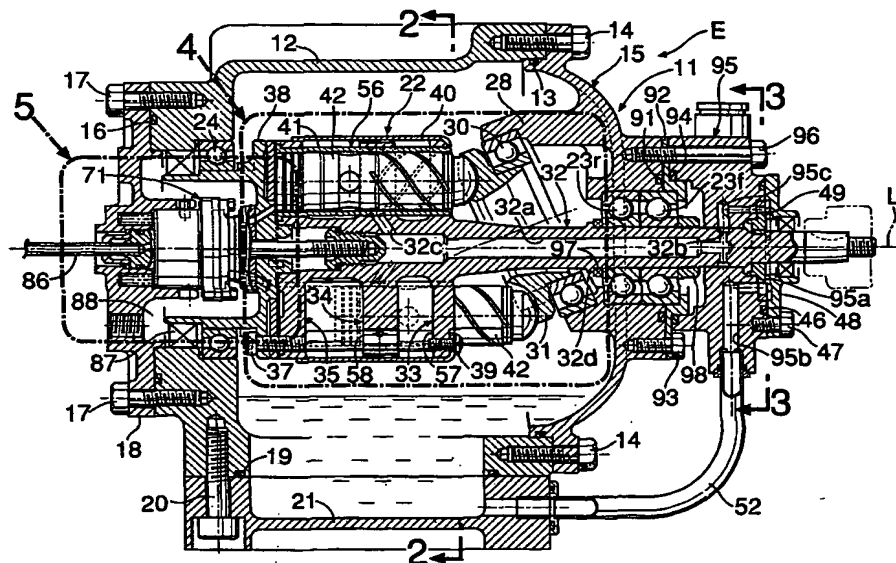
PCT

(10) 国際公開番号
WO 2004/059130 A1

- (51) 国際特許分類: F01B 3/02, 31/06 千107-8556 東京都港区南青山二丁目1番1号 Tokyo (JP).
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2003/016481
- (22) 国際出願日: 2003 年 12 月 22 日 (22.12.2003)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2002-374329 2002 年 12 月 25 日 (25.12.2002) JP
特願 2003-379929 2003 年 11 月 10 日 (10.11.2003) JP
- (72) 発明者; および
(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 牧野 博行 (MAKINO, Hiroyuki) [JP/JP]; 千351-0193 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内 Saitama (JP). 本間 健介 (HONMA, Kensuke) [JP/JP]; 千351-0193 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内 Saitama (JP). 鴨井 靖治 (KAMOI, Yasuharu) [JP/JP]; 千351-0193 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内 Saitama (JP).
- (74) 代理人: 落合 健, 外 (OCHIAI, Takeshi et al.); 千110-0016 東京都台東区台東2丁目6番3号 トビル Tokyo (JP).
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 本田技研工業株式会社 (HONDA MOTOR CO., LTD.) [JP/JP];
- (81) 指定国 (国内): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, [続葉有]

(54) Title: ROTARY FLUID MACHINE

(54) 発明の名称: 回転流体機械



(57) Abstract: In a rotary fluid machine, both end portions of a rotor (22) with an axial piston cylinder group (56) that converts pressure energy of an operation medium to mechanical energy are supported at a casing (11) by a first bearing (23f, 23r) and a second bearing (24). Out of the bearings, only the first bearing (23f, 23r) is formed by a combination angular bearing capable of supporting an axial load, and the second bearing (24) is formed by a radial bearing capable of supporting a radial load and movable in an axial direction relative to the rotor (22). Since the rotor (22) is positioned in the axial direction at the casing (11) only by the first bearing (combination angular bearing) (23f, 23r), different amounts of axial thermal expansion present between the casing (11) and the rotor (22) can be absorbed by the second bearing (radial bearing) (24) without any problem. This effectively solves a problem produced by different amounts of thermal present expansion between the casing and rotor of the rotary fluid machine.

[続葉有]

WO 2004/059130 A1



DM, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI 特許 (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告書

(84) 指定国 (広域): ARIPO 特許 (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア特許 (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ特許 (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI,

2 文字コード及び他の略語については、定期発行される各 PCT ガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

(57) 要約: 回転流体機械において、作動媒体の圧力エネルギーを機械エネルギーに変換するアキシアルピストンシリンドラ群 (56) を備えたロータ (22) の両端部をケーシング (11) に支持する第 1 軸受け (23 f, 23 r) および第 2 軸受け (24) のうち、前記第 1 軸受け (23 f, 23 r) のみを軸方向荷重を支持可能な組み合わせアンギュラベアリングで構成し、前記第 2 軸受け (24) を径方向荷重を支持可能であってロータ (22) に対して軸方向に相対移動可能なラジアルベアリングで構成する。第 1 軸受け (組み合わせアンギュラベアリング) (23 f, 23 r) のみによってロータ (22) をケーシング (11) に対して軸方向に位置決めしたので、ケーシング (11) およびロータ (22) の軸方向の熱膨張量の差を第 2 軸受け (ラジアルベアリング) (24) によって支障なく吸収することができる。これにより、回転流体機械のケーシングおよびロータ間の熱膨張量の差により発生する問題を効果的に解消することができる。

明 細 書

回転流体機械

発明の分野

- 5 本発明は、ロータの両端部を第1軸受けおよび第2軸受けを介してケーシングに回転自在に支持し、作動媒体の圧力エネルギーとロータが回転する機械エネルギーとを相互に変換するエネルギー変換手段を該ロータに設けた回転流体機械に関する。

背景技術

- 10 かかる回転流体機械は、日本特開2002-256805号公報により公知である。この回転流体機械は高温高圧蒸気の圧力エネルギーを半径方向内外に2段に配置されたアキシャルピストンシリンダ群によって出力軸を回転させる機械エネルギーに変換するものであり、そのロータの軸方向両端部は各々1個のアンギュラベアリングによってケーシングに回転自在に支持されている。
- 15 ところで、上記従来の回転流体機械のロータの軸方向両端部をケーシングに支持する一対のアンギュラベアリングは、ロータの径方向荷重を支持するだけでなく、ロータを軸方向に位置決めすべく軸方向荷重も支持するようになっている。そのため、ロータとケーシングとの熱膨張係数の差によって、前記一対のアンギュラベアリング間の軸受間隙が変化して耐久性が低下したり、ロータの支持が不安定になってスムーズな回転が阻害されたり、アキシャルピストンシリンダ群の
- 20 デッドボリューム（上死点にあるピストンの頂部とシリンダ頂部との間の空間）が変動して容積比（膨張比）が変化したりする問題があった。この問題を解決するために、ロータの軸方向両端部をケーシングに支持する一対の軸受けのうち、一方の軸受けのみでロータの軸方向荷重を支持することで、ロータとケーシング
- 25 との間に熱膨張係数の差を吸収することが考えられる。

しかしながら、上述したように一方の軸受けのみでロータの軸方向荷重を支持しても、一般に軸受けは、強度や剛性の観点から熱膨張係数の小さい鉄系材料で構成されているのに対し、ケーシングは軽量化等の観点から熱膨張係数の大きいアルミニウム系材料で構成されているため、図20に示すように回転流体機械の

熱間時にケーシングと軸受けとの間に軸方向の隙間 β が発生してしまい、この隙間 β によってロータがケーシングに対して軸方向に変位し、ロータに作動媒体を供給・排出するロータリバルブのシール性が低下する可能性がある。

- 5 回転流体機械の熱間時にケーシングと軸受けとの間に軸方向の隙間が発生するのを防止するには、予め軸受けに軸方向の圧縮荷重を加えた状態でケーシングに組み付ければ良いが、このようにすると圧縮荷重を加えられた軸受けの摩擦抵抗が増加する問題がある。

発明の開示

- 10 本発明は前述の事情に鑑みてなされたもので、回転流体機械のケーシングおよびロータ間の熱膨張量の差により発生する上記問題を解消することを目的とする。

- 上記目的を達成するために、本発明の第1の特徴によれば、ロータの両端部を第1軸受けおよび第2軸受けを介してケーシングに回転自在に支持し、作動媒体の圧力エネルギーとロータが回転する機械エネルギーとを相互に変換するエネルギー変換手段を該ロータに設けた回転流体機械において、前記第1軸受けおよび
15 第2軸受けのうち、第1軸受けのみで軸方向荷重を支持可能であることを特徴とする回転流体機械が提案される。

- 上記構成によれば、ロータの両端部をケーシングに回転自在に支持する第1軸受けおよび第2軸受けのうち、第1軸受けのみで軸方向荷重を支持可能であるので、第1軸受けのみによってロータをケーシングに対して軸方向に位置決めしながら、ケーシングおよびロータの軸方向の熱膨張量の差によって第2軸受けとロータとの間に軸方向の荷重が加わるのを防止することができる。これにより、ケーシングおよびロータの軸方向の熱膨張量の差に起因する第1、第2軸受けに対する予荷重の低下、あるいは軸受間の間隙の変化に伴う、高温時ならびに、特に
20 低温時における荷重の変動による耐久性の低下を防止できるだけでなく、第1、
25 第2軸受けによるロータの支持を安定させてスムーズな回転を可能にすることができ、しかもエネルギー変換手段のデッドボリウムの変動を減少させて所望の容積比（膨張比あるいは圧縮比）を確保することができる。

また本発明の第2の特徴によれば、上記第1の特徴に加えて、前記回転流体機械は膨張機であり、前記エネルギー変換手段はアキシャルピストンシリンダ群で

あることを特徴とする回転流体機械が提案される。

上記構成によれば、圧力エネルギーを機械エネルギーに変換する膨張機のエネルギー変換手段を軸方向長さが大であるアキシャルピストンシリンダ群で構成したので、低温時および高温時の温度差が大きいためにケーシングおよびロータの軸方向の熱膨張量の差が著しくなっても、第1、第2軸受けに過大な変動荷重が加わるのを防止することができる。しかもピストンおよびシリンダ間のデッドボリュームを安定させて膨張機の容積比（膨張比）が変化するのを防止することができる。

また本発明の第3の特徴によれば、上記第1の特徴に加えて、作動媒体を供給・排出するロータリバルブをロータに設けるとともに、ロータの熱膨張係数および第1軸受けの熱膨張係数を略同じにし、ケーシングの熱膨張係数をロータの熱膨張係数および第1軸受けの熱膨張係数よりも大きくし、ケーシングにベアリングホルダを介して第1軸受けを支持し、ベアリングホルダの熱膨張係数をロータの熱膨張係数および第1軸受けの熱膨張係数と略同じにしたことを特徴とする回転流体機械が提案される。

上記構成によれば、ロータの熱膨張係数および第1軸受けの熱膨張係数を略同じにし、ケーシングの熱膨張係数をロータの熱膨張係数および第1軸受けの熱膨張係数よりも大きくし、ケーシングにベアリングホルダを介して第1軸受けを支持し、ベアリングホルダの熱膨張係数をロータの熱膨張係数および第1軸受けの熱膨張係数と略同じにしたので、ケーシングおよび第1軸受けの熱膨張係数に差があっても、第1軸受けおよびベアリングホルダ間に隙間が発生するのを防止し、前記隙間によりロータが軸方向に移動してロータリバルブのシール性が低下するのを阻止することができるだけでなく、所望の強度および剛性を確保しながら軽量化を図ることができる。

また本発明の第4の特徴によれば、上記第3の特徴に加えて、前記回転流体機械は膨張機であり、前記エネルギー変換手段は斜板により作動するアキシャルピストンシリンダ群であることを特徴とする回転流体機械が提案される。

上記構成によれば、圧力エネルギーを機械エネルギーに変換する膨張機のエネルギー変換手段を軸方向長さが大であるアキシャルピストンシリンダ群で構成し

たので、低温時および高温時の温度差が大きいためにケーシングおよびロータの軸方向の熱膨張量の差が著しくなっても、第 1、第 2 軸受けに過大な変動荷重が加わるのを防止することができる。しかもピストンおよびシリンダ間のデッドボリュームを安定させて膨張機の容積比（膨張比）が変化するのを防止することができる。

また本発明の第 5 の特徴によれば、上記第 4 の特徴に加えて、斜板を斜板ホルダを介してケーシングに支持し、斜板ホルダの熱膨張係数をベアリングホルダの熱膨張係数と略同じにしたことを特徴とする回転流体機械が提案される。

上記構成によれば、斜板をケーシングに支持する斜板ホルダの熱膨張係数をベアリングホルダの熱膨張係数と略同じにしたので、アキシアルピストンシリンダ群のピストンと斜板との接触位置のずれを防止して焼付きの発生や摩擦抵抗の増加を防止することができ、しかも斜板に当接するピストンとロータに設けられたシリンダとの位置関係を安定させて膨張機の容積比（膨張比）が変化するのを一層効果的に防止することができる。

また本発明の第 6 の特徴によれば、上記第 5 の特徴に加えて、斜板ホルダおよびベアリングホルダを同一部材で構成したことを特徴とする回転流体機械が提案される。

上記構成によれば、斜板ホルダおよびベアリングホルダを同一部材で構成したので、膨張機の容積比（膨張比）が変化するのを一層効果的に防止することができるだけでなく、それらを別部材で構成する場合に比べて部品点数を削減することができる。

尚、実施例の組み合わせアンギュラベアリング 23f、23r は本発明の第 1 軸受けに対応し、実施例のラジアルベアリング 24 は本発明の第 2 軸受けに対応する。

25 図面の簡単な説明

図 1 ～ 図 13 は本発明の第 1 実施例を示すもので、図 1 は膨張機の縦断面図、図 2 は図 1 の 2-2 線断面図、図 3 は図 1 の 3-3 線矢視図、図 4 は図 1 の 4 部拡大図、図 5 は図 1 の 5 部拡大図、図 6 はロータの分解斜視図、図 7 は図 4 の 7-7 線断面図、図 8 は図 4 の 8-8 線断面図、図 9 は図 4 の 9 部拡大図、図 10

は図 5 の 1 0 - 1 0 線断面図、図 1 1 は図 5 の 1 1 - 1 1 線断面図、図 1 2 は図 5 の 1 2 - 1 2 線断面図、図 1 3 は図 5 の 1 3 - 1 3 線断面である。

図 1 4 および図 1 5 は本発明の第 2 実施例を示すもので、図 1 3 は前記図 1 に
5 対応する図、図 1 5 は組み合わせアンギュラベアリングの温度上昇と隙間の大き
さとの関係を示すグラフである。

図 1 6 ~ 図 1 9 は本発明の第 3 実施例を示すもので、図 1 6 は膨張機の組み合
わせアンギュラベアリングの周囲の拡大図、図 1 7 は熱伸びにより膨張機の容積
比が変化する理由を説明する図、図 1 8 は膨張機の C 1 ゾーンおよび C 2 ゾーン
の温度を比較するグラフ、図 1 9 は C 2 ゾーンの温度に対するアキシャルピスト
10 ンシリンダ群のデッドボリウムの変化を示すグラフである。

図 2 0 はケーシングと軸受けとの間に発生する隙間の説明図である。

発明を実施するための最良の形態

以下、本発明の第 1 実施例を添付図面に基づいて説明する。

図 1 ~ 図 9 に示すように、本実施例の膨張機 E は例えばランキンサイクル装置
15 に使用されるもので、作動媒体としての高温高圧蒸気の熱エネルギーおよび圧力
エネルギーを機械エネルギーに変換して出力する。膨張機 E のケーシング 1 1 は、
ケーシング本体 1 2 と、ケーシング本体 1 2 の前面開口部にシール部材 1 3 を介
して複数本のボルト 1 4 ... で結合される前部カバー 1 5 と、ケーシング本体 1 2
の後面開口部にシール部材 1 6 を介して複数本のボルト 1 7 ... で結合される後部
20 カバー 1 8 と、ケーシング本体 1 2 の下面開口部にシール部材 1 9 を介して複数
本のボルト 2 0 ... で結合されるオイルパン 2 1 とで構成される。

ケーシング 1 1 の中央を前後方向に延びる軸線 L まわりに回転可能に配置され
たロータ 2 2 は、その前部を前部カバー 1 5 に設けた組み合わせアンギュラベア
リング 2 3 f, 2 3 r によって支持され、その後部をケーシング本体 1 2 に設け
25 たラジアルベアリング 2 4 によって支持される。前部カバー 1 5 の後面に斜板ホル
ダ 2 8 が一体に形成されており、この斜板ホルダ 2 8 にアンギュラベアリング
3 0 を介して斜板 3 1 が回転自在に支持される。斜板 3 1 の軸線は前記ロータ 2
2 の軸線 L に対して傾斜しており、その傾斜角は固定である。

ロータ 2 2 は、組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r で前部カバー

1 5に支持された出力軸3 2と、出力軸3 2の後部に相互に所定幅の切欠5 7,
5 8（図4および図9参照）を介して一体に形成された3個のスリーブ支持フランジ3 3, 3 4, 3 5と、後側のスリーブ支持フランジ3 5にメタルガスケット3 6を介して複数本のボルト3 7…で結合され、前記ラジアルベアリング2 4で
5 ケーシング本体1 2に支持されたロータヘッド3 8と、3個のスリーブ支持フランジ3 3, 3 4, 3 5に前方から嵌合して複数本のボルト3 9…で前側のスリーブ支持フランジ3 3に結合された断熱カバー4 0とを備える。3個のスリーブ支持フランジ3 3, 3 4, 3 5には各々5個のスリーブ支持孔3 3 a…, 3 4 a…, 3 5 a…が軸線Lまわりに7 2°間隔で形成されており、それらのスリーブ
10 支持孔3 3 a…, 3 4 a…, 3 5 a…に5本のシリンダスリーブ4 1…が後方から嵌合する。各々のシリンダスリーブ4 1の後端にはフランジ4 1 aが形成されており、このフランジ4 1 aが後側のスリーブ支持フランジ3 5のスリーブ支持孔3 5 aに形成した段部3 5 bに嵌合した状態でメタルガスケット3 6に当接して軸方向に位置決めされる（図9参照）。各々のシリンダスリーブ4 1の内部に
15 ピストン4 2が摺動自在に嵌合しており、ピストン4 2の前端は斜板3 1に形成したディンプル3 1 aに当接するとともに、ピストン4 2の後端とロータヘッド3 8との間に蒸気の膨張室4 3が区画される。

前部カバー1 5の前面にシール部材9 1を介して板状のベアリングホルダ9 2が重ね合わされてボルト9 3…で固定され、そのベアリングホルダ9 2の前面に
20 シール部材9 4を介してポンプボディ9 5が重ね合わされてボルト9 6…で固定される。組み合わせアンギュラベアリング2 3 f, 2 3 rは、前部カバー1 5の段部とベアリングホルダ9 2との間に挟まれて軸線L方向に固定される。

組み合わせアンギュラベアリング2 3 f, 2 3 rを支持する出力軸3 2に形成したフランジ3 2 dと組み合わせアンギュラベアリング2 3 f, 2 3 rのインナー
25 レースとの間に所定厚さのシム9 7が挟持され、出力軸3 2の外周に螺合するナット9 8で組み合わせアンギュラベアリング2 3 f, 2 3 rのインナーレースが締め付けられる。その結果、出力軸3 2は組み合わせアンギュラベアリング2 3 f, 2 3 rに対して、つまりケーシング1 1に対して軸線L方向に位置決めされる。

組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r は相互に逆向きに装着されており、出力軸 3 2 を径方向に支持するだけでなく、軸線 L 方向にも移動不能に支持している。即ち、一方の組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f は出力軸 3 2 が前方に移動するのを規制し、他方の組み合わせアンギュラベアリング 2 3 r は出力軸 3 2 が後方に移動するのを規制するように配置される。

ロータ 2 2 の前部を支持する軸受けに組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r を使用したので、膨張機 E の所定の運転状態において膨張室 4 3 …で発生する軸線 L 方向両側への荷重は、その一方がロータ 2 2 を介して組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r のインナーレースに伝達され、その他方が斜板 3 1 および前部カバー 1 5 の斜板ホルダ 2 8 を介して組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r のアウターレースに伝達される。これら二つの荷重は、斜板 3 1 を支持するアンギュラベアリング 3 0 とロータ 2 2 を支持する組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r とに挟まれた前部カバー 1 5 の斜板ホルダ 2 8 を圧縮するもので、機構部の剛性は高いものとなる。しかも本実施例の如く、斜板ホルダ 2 8 を前部カバー 1 5 と一体に構成することで、更に剛性が高く簡略な構造となる。

更に、斜板 3 1 を支持するアンギュラベアリング 3 0 とロータ 2 2 を支持する組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r とを前部カバー 1 5 に組み込むことにより、「ロータ 2 2 およびピストン 4 2 …」、「前部カバー 1 5 のアセンブリ」、「ポンプボディ 9 5」というユニット単位で組立作業が行え、ピストン 4 2 …の組み替えやオイルポンプ 4 9 の交換といった作業の効率が改善される。

またロータ 2 2 の後端部を構成するロータヘッド 3 8 を支持するラジアルベアリング 2 4 は径方向の荷重のみを支持する通常のボールベアリングであって、ロータヘッド 3 8 がラジアルベアリング 2 4 に対して軸線 L 方向に摺動できるように、ロータヘッド 3 8 とラジアルベアリング 2 4 のインナーレースとの間に隙間 α (図 5 参照) が形成される。

ロータ 2 2 と一体の出力軸 3 2 内部に軸線 L 上に延びるオイル通路 3 2 a が形成されており、このオイル通路 3 2 a の前端は径方向に分岐して出力軸 3 2 の外周の環状溝 3 2 b に連通する。ロータ 2 2 の中央のスリーブ支持フランジ 3 4 の

径方向内側位置において、前記オイル通路 3 2 a の内周にシール部材 4 4 を介してオイル通路閉塞部材 4 5 が螺合しており、その近傍のオイル通路 3 2 a から径方向外側に延びる複数のオイル孔 3 2 c …が出力軸 3 2 の外周面に開口する。

ポンプボディ 9 5 の前面に形成した凹部 9 5 a と、ポンプボディ 9 5 の前面に
5 シール部材 4 6 を介して複数本のボルト 4 7 …で固定したポンプカバー 4 8 との間に配置されたトロコイド型のオイルポンプ 4 9 は、前記凹部 9 5 a に回転自在に嵌合するアウターロータ 5 0 と、出力軸 3 2 の外周に固定されてアウターロータ 5 0 に嚙合するインナーロータ 5 1 とを備える。オイルパン 2 1 の内部空間は
10 オイルパイプ 5 2 およびポンプボディ 9 5 のオイル通路 9 5 b を介してオイルポンプ 4 9 の吸入ポート 5 3 に連通し、オイルポンプ 4 9 の吐出ポート 5 4 はポンプボディ 9 5 のオイル通路 9 5 c を介して出力軸 3 2 の環状溝 3 2 b に連通する。

シリンダスリーブ 4 1 に摺動自在に嵌合するピストン 4 2 はエンド部 6 1、中間部 6 2 およびトップ部 6 3 からなる。エンド部 6 1 は斜板 3 1 のディンプル 3
1 a に当接する球面部 6 1 a を有する部材であって、中間部 6 2 の先端に溶接で
15 結合される。中間部 6 2 は大容積の中空空間 6 2 a を有する円筒状の部材であって、トップ部 6 3 に近い外周部に直径が僅かに減少した小径部 6 2 b を有しており、そこを半径方向に貫通するように複数のオイル孔 6 2 c …が形成されるとともに、小径部 6 2 b よりも前方の外周部に複数本の螺旋状のオイル溝 6 2 d …が形成される。膨張室 4 3 に臨むトップ部 6 3 は中間部 6 2 と一体に形成されており、その内面に形成された隔壁 6 3 a と、その後端面に嵌合して溶接された蓋部
20 材 6 4 との間に断熱空間 6 5 (図 9 参照) が形成される。トップ部 6 3 の外周には 2 本の圧縮リング 6 6、6 6 と 1 本のオイルリング 6 7 とが装着されており、オイルリング 6 7 が嵌合するオイルリング溝 6 3 b は複数のオイル孔 6 3 c …を介して中間部 6 2 の中空空間 6 2 a に連通する。

25 ピストン 4 2 のエンド部 6 1 および中間部 6 2 は高炭素鋼製、トップ部 6 3 はステンレス製であり、そのうちエンド部 6 1 には高周波焼入れが、中間部 6 2 には焼入れが施される。その結果、斜板 3 1 に大きな面圧で当接するエンド部 6 1 の耐高面圧性と、厳しい潤滑条件でシリンダスリーブ 4 1 に摺接する中間部 6 2 の耐摩耗性と、膨張室 4 3 に臨んで高温高压に晒されるトップ部 6 3 の耐熱・耐

蝕性とが満たされる。

シリンダスリーブ 4 1 の中間部外周に環状溝 4 1 b (図 6 および図 9 参照) が形成されており、この環状溝 4 1 b に複数のオイル孔 4 1 c … が形成される。シリンダスリーブ 4 1 の回転方向の取付位置に関わらず、出力軸 3 2 に形成したオイル孔 3 2 c … と、ロータ 2 2 の中央のスリーブ支持フランジ 3 4 に形成したオイル孔 3 4 b … (図 4 および図 6 参照) とが環状溝 4 1 b に連通する。ロータ 2 2 の前側および後側のスリーブ支持フランジ 3 3, 3 5 と断熱カバー 4 0 との間に形成された空間 6 8 は、断熱カバー 4 0 に形成したオイル孔 4 0 a … (図 4 および図 7 参照) を介してケーシング 1 1 の内部空間に連通する。

ロータ 2 2 の前側のスリーブ支持フランジ 3 3 の後面にボルト 3 7 … で結合されたロータヘッド 3 8 の前側もしくは膨張室 4 3 … 側に環状の蓋部材 6 9 が溶接されており、蓋部材 6 9 の背面もしくは後面に環状の断熱空間 7 0 (図 9 参照) が区画される。ロータヘッド 3 8 はノックピン 5 5 により後側のスリーブ支持フランジ 3 5 に対して回転方向に位置決めされる。

尚、5 個のシリンダスリーブ 4 1 … と 5 個のピストン 4 2 … とは本発明のエキシャルピストンシリンダ群 5 6 を構成する。

次に、ロータ 2 2 の 5 個の膨張室 4 3 … に蒸気を供給・排出するロータリバルブ 7 1 の構造を、図 5 および図 1 0 ~ 図 1 3 に基づいて説明する。

図 5 に示すように、ロータ 2 2 の軸線 L に沿うように配置されたロータリバルブ 7 1 は、バルブ本体部 7 2 と、固定側バルブプレート 7 3 と、可動側バルブプレート 7 4 とを備える。可動側バルブプレート 7 4 は、ロータ 2 2 の後面にノックピン 7 5 で回転方向に位置決めされた状態で、オイル通路閉塞部材 4 5 (図 4 参照) に螺合するボルト 7 6 で固定される。尚、ボルト 7 6 はロータヘッド 3 8 を出力軸 3 2 に固定する機能も兼ね備えている。

図 5 から明らかなように、可動側バルブプレート 7 4 に平坦な摺動面 7 7 を介して当接する固定側バルブプレート 7 3 は、バルブ本体部 7 2 の前面の中心に 1 本のボルト 7 8 で固定されるとともに、バルブ本体部 7 2 の外周部に環状の固定リング 7 9 および複数本のボルト 8 0 で固定される。その際に、固定リング 7 9 の内周に形成した段部 7 9 a が固定側バルブプレート 7 3 の外周にインロウ嵌合

するように圧入され、かつ固定リング 7 9 の外周に形成した段部 7 9 b がバルブ本体部 7 2 の外周にインロウ嵌合することで、バルブ本体部 7 2 に対する固定側バルブプレート 7 3 の同軸性が確保される。またバルブ本体部 7 2 と固定側バルブプレート 7 3 との間に、固定側バルブプレート 7 3 を回転方向に位置決めする
5 ノックピン 8 1 が配置される。

従って、ロータ 2 2 が回転すると、可動側バルブプレート 7 4 および固定側バルブプレート 7 3 は摺動面 7 7 において相互に密着しながら相対回転する。固定側バルブプレート 7 3 および可動側バルブプレート 7 4 は、カーボンやセラミックス等の耐久性に優れた材質で構成されており、更にまたその摺動面 7 7 に耐熱
10 性、潤滑性、耐蝕性、耐摩耗性を有する部材を介在させたりコーティングしたりすれば更に耐久性を向上できる。

ステンレス製のバルブ本体部 7 2 は、大径部 7 2 a および小径部 7 2 b を備えた段付き円柱状の部材であって、その大径部 7 2 a および小径部 7 2 b の外周面が、それぞれシール部材 8 2, 8 3 を介して後部カバー 1 8 の円形断面の支持面
15 1 8 a, 1 8 b に軸線 L 方向に摺動自在に嵌合し、バルブ本体部 7 2 の外周面に植設したピン 8 4 が後部カバー 1 8 に軸線 L 方向に形成した切欠 1 8 c に嵌合することで回転方向に位置決めされる。後部カバー 1 8 に軸線 L を囲むように複数個のプリロードスプリング 8 5 …が支持されており、これらプリロードスプリング 8 5 …に大径部 7 2 a および小径部 7 2 b 間の段部 7 2 c を押圧されたバルブ
20 本体部 7 2 は、固定側バルブプレート 7 3 および可動側バルブプレート 7 4 の摺動面 7 7 を密着させるべく前方に向けて付勢される。

バルブ本体部 7 2 の後面に接続された蒸気供給パイプ 8 6 は、バルブ本体部 7 2 の内部に形成した第 1 蒸気通路 P 1 と、固定側バルブプレート 7 3 に形成した第 2 蒸気通路 P 2 とを介して摺動面 7 7 に連通する。またケーシング本体 1 2 お
25 よび後部カバー 1 8 とロータ 2 2 との間にはシール部材 8 7 でシールされた蒸気排出室 8 8 が形成されており、この蒸気排出室 8 8 はバルブ本体部 7 2 の内部に形成した第 6、第 7 蒸気通路 P 6, P 7 と、固定側バルブプレート 7 3 に形成した第 5 蒸気通路 P 5 とを介して摺動面 7 7 に連通する。バルブ本体部 7 2 と固定側バルブプレート 7 3 との合わせ面には、第 1、第 2 蒸気通路 P 1, P 2 の接続

部を囲むシール部材 8 9 と、第 5、第 6 蒸気通路 P 5, P 6 の接続部を囲むシール部材 9 0 とが設けられる。

軸線 L を囲むように等間隔で配置された 5 個の第 3 蒸気通路 P 3 …が可動側バルブプレート 7 4 を貫通しており、軸線 L を囲むようにロータ 2 2 に形成された 5 個の第 4 蒸気通路 P 4 …の両端が、それぞれ前記第 3 蒸気通路 P 3 …および前記膨張室 4 3 …に連通する。第 2 蒸気通路 P 2 の摺動面 7 7 に開口する部分は円形であるのに対し、第 5 蒸気通路 P 5 の摺動面 7 7 に開口する部分は軸線 L を中心とする円弧状に形成される。

次に、上記構成を備えた本実施例の膨張機 E の作用を説明する。

10 蒸発器で水を加熱して発生した高温高圧蒸気は蒸気供給パイプ 8 6 からロータリバルブ 7 1 のバルブ本体部 7 2 に形成した第 1 蒸気通路 P 1 と、このバルブ本体部 7 2 と一体の固定側バルブプレート 7 3 に形成した第 2 蒸気通路 P 2 とを経て、可動側バルブプレート 7 4 との摺動面 7 7 に達する。そして摺動面 7 7 に開口する第 2 蒸気通路 P 2 はロータ 2 2 と一体に回転する可動側バルブプレート 7 4 に形成した対応する第 3 蒸気通路 P 3 に所定の吸気期間において瞬間的に連通し、高温高圧蒸気は第 3 蒸気通路 P 3 からロータ 2 2 に形成した第 4 蒸気通路 P 4 を経てシリンダスリーブ 4 1 内の膨張室 4 3 に供給される。ロータ 2 2 の回転に伴って第 2 蒸気通路 P 2 および第 3 蒸気通路 P 3 の連通が絶たれた後も膨張室 4 3 内で高温高圧蒸気が膨張することで、シリンダスリーブ 4 1 に嵌合するピ
15 ストン 4 2 が上死点から下死点に向けて前方に押し出され、その前端のエンド部 6 1 が斜板 3 1 のディンプル 3 1 a を押圧する。その結果、ピストン 4 2 が斜板 3 1 から受ける反力でロータ 2 2 に回転トルクが与えられる。そしてロータ 2 2 が 5 分の 1 回転する毎に、相隣り合う新たな膨張室 4 3 内に高温高圧蒸気が供給されてロータ 2 2 が連続的に回転駆動される。

25 ロータ 2 2 の回転に伴って下死点に達したピストン 4 2 が斜板 3 1 に押圧されて上死点に向かって後退する間に、膨張室 4 3 から押し出された低温低圧蒸気は、ロータ 2 2 の第 4 蒸気通路 P 4 と、可動側バルブプレート 7 4 の第 3 蒸気通路 P 3 と、摺動面 7 7 と、固定側バルブプレート 7 3 の円弧状の第 5 蒸気通路 P 5 と、バルブ本体部 7 2 の第 6、第 7 蒸気通路 P 6, P 7 とを経て蒸気排出室 8 8 に排

出され、そこから凝縮器に供給される。ロータ 2 2 の回転に伴って出力軸 3 2 に設けたオイルポンプ 4 9 が作動し、オイルパン 2 1 からオイルパイプ 5 2、ポンプボディ 9 5 のオイル通路 9 5 b、吸入ポート 5 3 を経て吸入されたオイルが吐出ポート 5 4 から吐出され、ポンプボディ 9 5 のオイル通路 9 5 c、出力軸 3 2 のオイル通路 3 2 a、出力軸 3 2 の環状溝 3 2 b、出力軸 3 2 のオイル孔 3 2 c …、シリンダスリーブ 4 1 の環状溝 4 1 b およびシリンダスリーブ 4 1 のオイル孔 4 1 c …を経て、ピストン 4 2 の中間部 6 2 に形成した小径部 6 2 b とシリンダスリーブ 4 1 との間の空間に供給される。そして前記小径部 6 2 b に保持されたオイルの一部は、ピストン 4 2 の中間部 6 2 に形成した螺旋状のオイル溝 6 2 d …に流れてシリンダスリーブ 4 1 との摺動面を潤滑し、また前記オイルの他の一部はピストン 4 2 のトップ部 6 3 に設けた圧縮リング 6 6、6 6 およびオイルリング 6 7 とシリンダスリーブ 4 1 との摺動面を潤滑する。

供給された高温高圧蒸気の一部が凝縮した水が膨張室 4 3 からシリンダスリーブ 4 1 およびピストン 4 2 の摺動面に浸入してオイルに混入することは避けられず、そのために前記摺動面の潤滑条件は厳しいものとなるが、必要量のオイルをオイルポンプ 4 9 から出力軸 3 2 の内部を通してシリンダスリーブ 4 1 およびピストン 4 2 の摺動面に直接供給することで、十分な油膜を維持して潤滑性能を確保するとともにオイルポンプ 4 9 の小型化を図ることができる。

シリンダスリーブ 4 1 およびピストン 4 2 の摺動面からオイルリング 6 7 によって掻き取られたオイルは、オイルリング溝 6 3 b の底部に形成したオイル孔 6 3 c …からピストン 4 2 の内部の中空空間 6 2 a に流入する。前記中空空間 6 2 a はピストン 4 2 の中間部 6 2 を貫通する複数のオイル孔 6 2 c …を介してシリンダスリーブ 4 1 の内部に連通しており、かつシリンダスリーブ 4 1 の内部は複数のオイル孔 4 1 c …を介して該シリンダスリーブ 4 1 の外周の環状溝 4 1 b に連通している。環状溝 4 1 b の周囲はロータ 2 2 の中央のスリーブ支持フランジ 3 4 によって覆われているが、スリーブ支持フランジ 3 4 にはオイル孔 3 4 b が形成されているため、ピストン 4 2 の中空空間 6 2 a 内のオイルは遠心力で半径方向外側に付勢され、スリーブ支持フランジ 3 4 のオイル孔 3 4 b を通して断熱カバー 4 0 内の空間 6 8 に排出され、そこから断熱カバー 4 0 のオイル孔 4 0 a

…を通してオイルパン 2 1 に戻される。その際に、前記オイル孔 3 4 b はスリーブ支持フランジ 3 4 の半径方向外端よりも軸線 L 寄りに偏倚した位置にあるため、そのオイル孔 3 4 b よりも半径方向外側にあるオイルは遠心力でピストン 4 2 の中空空間 6 2 a に保持される。

- 5 このように、ピストン 4 2 の内部の中空空間 6 2 a に保持されたオイルとピストン 4 2 の外周の小径部 6 2 b とに保持されたオイルとは、膨張室 4 3 の容積が増加する膨張行程において前記小径部 6 2 b からトップ部 6 3 側に供給され、また膨張室 4 3 の容積が減少する圧縮行程において前記小径部 6 2 b からエンド部 6 1 側に供給されるため、ピストン 4 2 の軸方向全域を確実に潤滑することができる。またピストン 4 2 の中空空間 6 2 a の内部でオイルが流動することで、高温高圧蒸気に晒されるトップ部 6 3 の熱を低温のエンド部 6 1 に伝えてピストン 4 2 の温度が局部的に上昇するのを回避することができる。
- 10

- 第 4 蒸気通路 P 4 から高温高圧蒸気が膨張室 4 3 に供給されたとき、膨張室 4 3 に臨むピストン 4 2 のトップ部 6 3 と中間部 6 2 との間には断熱空間 6 5 が形成されており、また膨張室 4 3 に臨むロータヘッド 3 8 にも断熱空間 7 0 が形成されているため、膨張室 4 3 からピストン 4 2 およびロータヘッド 3 8 への熱逃げを最小限に抑えて膨張機 E の性能向上に寄与することができる。またピストン 4 2 の内部に大容積の中空空間 6 2 a を形成したので、ピストン 4 2 の重量を低減することができるだけでなく、ピストン 4 2 の熱マスを減少させて膨張室 4 3
- 15
- 20 からの熱逃げを更に効果的に低減することができる。

- 後側のスリーブ支持フランジ 3 5 とロータヘッド 3 8 との間にメタルガスケット 3 6 を介在させて膨張室 4 3 をシールしたので、肉厚の大きい環状のシール部材を介して膨張室 4 3 をシールする場合に比べて、シールまわりのデッドボリュームを減らすことができ、これにより膨張機 E の容積比（膨張比）を大きく確保し、熱効率を高めて出力の向上を図ることができる。またシリンダスリーブ 4 1 をロータ 2 2 と別体で構成したので、ロータ 2 2 の材質に制約されずに熱伝導性、耐熱性、強度、耐摩耗性等を考慮してシリンダスリーブ 4 1 の材質を選択することができ、しかも摩耗・損傷したシリンダスリーブ 4 1 だけを交換することができるので経済的である。
- 25

またロータ 22 の外周面に円周方向に形成した 2 個の切欠 57, 58 からシリンダスリーブ 41 の外周面が露出するので、ロータ 22 の重量を軽減できるだけでなく、ロータ 22 の熱マスを減少させて熱効率の向上を図ることができ、しかも前記切欠 57, 58 を断熱空間として機能させることでシリンダスリーブ 41 からの熱逃げを抑制することができる。更に、ロータ 22 の外周部を断熱カバー 40 で覆ったので、シリンダスリーブ 41 からの熱逃げを一層効果的に抑制することができる。

ロータリバルブ 71 は固定側バルブプレート 73 および可動側バルブプレート 74 間の平坦な摺動面 77 を介してアキシャルピストンシリンダ群 56 に蒸気を供給・排出するので、蒸気のリークを効果的に防止することができる。なぜならば、平坦な摺動面 77 は高精度の加工が容易なため、円筒状の摺動面に比べてクリアランスの管理が容易であるからである。しかも複数本のプリロードスプリング 85 …でバルブ本体部 72 にプリセット荷重を与えて固定側バルブプレート 73 および可動側バルブプレート 74 の摺動面 77 に面圧を発生させるので、摺動面 77 からの蒸気のリークを一層効果的に抑制することができる。

またロータリバルブ 71 のバルブ本体部 72 が熱膨張係数の大きいステンレス製であり、このバルブ本体 72 に固定される固定側バルブプレート 73 が熱膨張係数の小さいカーボン製あるいはセラミックス製であるため、熱膨張係数の差によって両者間のセンタリングがずれる可能性があるが、固定リング 79 の内周の段部 79a を固定側バルブプレート 73 の外周に圧入によりインロウ嵌合させ、かつ固定リング 79 の外周の段部 79b をバルブ本体部 72 の外周にインロウ嵌合させた状態で、固定リング 79 を複数本のボルト 80 …でバルブ本体部 72 に固定したので、インロウ嵌合の調芯作用により固定側バルブプレート 73 をバルブ本体部 72 に対して精密にセンタリングし、蒸気の供給・排出タイミングのずれを防止して膨張機 E の性能低下を防止することができる。しかもボルト 80 …の締結力で固定側バルブプレート 73 とバルブ本体部 72 との当接面を均一に密着させ、その当接面からの蒸気の漏れを抑制することができる。

更に、後部カバー 18 をケーシング本体 12 から取り外すだけで、ケーシング本体 12 に対してロータリバルブ 71 を着脱することができるので、修理、清掃、

交換等のメンテナンス作業性が大幅に向上する。また高温高圧蒸気が通過するロータリバルブ 7 1 は高温になるが、オイルによる潤滑が必要な斜板 3 1 や出力軸 3 2 がロータ 2 2 を挟んでロータリバルブ 7 1 の反対側に配置されるので、高温となるロータリバルブ 7 1 の熱でオイルが加熱されて斜板 3 1 や出力軸 3 2 の潤滑性能が低下するのを防止することができる。またオイルはロータリバルブ 7 1 を冷却して過熱を防止する機能も発揮する。

ところで、膨張機 E を組み立てる際にシリンダスリーブ 4 1 の底部（即ち、ロータヘッド 3 8 に支持された蓋部材 6 9）およびピストン 4 2 の頂部間のデッドボリユームの大きさ、つまりピストン 4 2 が上死点にあるときの作動室 4 3 の容積を調整する必要がある。出力軸 3 2 のフランジ 3 2 d と組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r のインナーレースとの間に介在するシム 9 7 を薄くすると、出力軸 3 2 が前方（図 1 の右側）に移動するため、ロータヘッド 3 8 も前方に移動するが、ピストン 4 2 は斜板 3 1 に規制されて前方に移動できないため、前記デッドボリユームは減少する。逆に、前記シム 9 7 を厚くすると、出力軸 3 2 と共にロータヘッド 3 8 が後方（図 1 の左側）に移動するため、前記デッドボリユームは増加する。その結果、シム 9 7 の交換だけでデッドボリユームを任意に調整することが可能になり、デッドボリユームの調整に要する工程を削除して時間を大幅に節減することができる。

また所定の厚さを有する単一のシム 9 7 を出力軸 3 2 のフランジ 3 2 d と組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r との間に挟み、斜板 3 1 を支持するアンギュラベアリング 3 0 およびロータ 2 2 を支持する組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r を組み込んだ前部カバー 1 5 と、ピストン 4 2 …を組み込んだロータ 2 2 とを一つのナット 9 8 で締め付けるだけでデッドボリユームを調整することができるので、従来の前後 2 個のシムの厚さをそれぞれ調整する場合に比べて調整作業を簡単に行うことができる。しかもデッドボリユームの調整に際して、ピストン 4 2 …を組み込んだロータ 2 2 をケーシング本体 1 2 に組み付けたままで良いため、調整後のデッドボリユームの確認作業がピストン 4 2 …および斜板 3 1 の接触状態を直接見ながら行えるようになる。

上述のようにして、シム 9 7 の厚さを変更することで組み合わせアンギュラベ

アリング 2 3 f, 2 3 r に対して出力軸 3 2 の位置を前後に調整すると、ロータ 2 2 の後端部のロータヘッド 3 8 の位置も前後に移動するが、そのロータヘッド 3 8 はケーシング本体 1 2 との間に設けたラジアルベアリング 2 4 のインナーレースに対して軸線 L 方向に摺動自在であるため、出力軸 3 2 の位置の調整に支障を来すことがない。

而して、膨張室 4 3 に供給された高温高圧蒸気の圧力でピストン 4 2 がシリンダスリーブ 4 1 から押し出される方向に付勢されると、ピストン 4 2 の押圧力は斜板 3 1、アンギュラベアリング 3 0、斜板ホルダ 2 8 および前部カバー 1 5 を介して組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r のアウターレースを前方（図 1 の右側）に押圧し、前記ピストン 4 2 の押圧力と逆向きのシリンダスリーブ 4 1 の押圧力は、ロータヘッド 3 8 および出力軸 3 2 を介して組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r のインナーレースを後方（図 1 の左側）に押圧する。即ち、膨張室 4 3 に供給された高温高圧蒸気により発生する荷重は組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r の内部で打ち消され、ケーシング本体 1 2 に伝達されることはない。

出力軸 3 2、3 個のスリーブ支持フランジ 3 3, 3 4, 3 5、ロータヘッド 3 8 および断熱カバー 4 0 で構成されたロータ 2 2 は熱膨張係数が比較的 to 小さい鉄系材料で構成されているのに対し、そのロータ 2 2 を組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r およびラジアルベアリング 2 4 を介して支持するケーシング 1 1 は熱膨張係数が比較的 to 大きいアルミニウム系材料で構成されているため、膨張機 E の低温時と高温時とで特に軸線 L に沿う方向の熱膨張量に差が発生する。

ロータ 2 2 よりも熱膨張係数が大きいケーシング 1 1 は、高温時にはロータ 2 2 よりも余分に膨張して軸線 L 方向の寸法が相対的に増加し、逆に低温時には余分に収縮して軸線 L 方向の寸法が相対的に減少する。このとき、ケーシング 1 1 とロータ 2 2 とは組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r を介して軸線 L 方向に位置決めされているため、両者の熱膨張量の差はラジアルベアリング 2 4 のインナーレースに対するロータヘッド 3 8 の摺動により吸収され、組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r、ラジアルベアリング 2 4 およびロータ

2 2 に軸線 L 方向の過大な荷重が作用するのが防止される。これにより、組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r およびラジアルベアリング 2 4 の耐久性が向上するだけでなく、ロータ 2 2 の支持を安定させてスムーズな回転を可能にすることができ、しかも温度変化に伴うシリンダスリーブ 4 1 の頂部およびピ
5 ストン 4 2 の頂部間のデッドボリュームの変動を防止することができる。

なぜならば、仮にロータ 2 2 の両端部がケーシング 1 1 に軸方向に移動不能に拘束されているとすると、低温時にはロータ 2 2 に対してケーシング 1 1 が軸線 L 方向に収縮しようとするため、ケーシング 1 1 の一部である斜板ホルダ 2 8 に支持された斜板 3 1 に頭部が当接するピストン 4 2 が後方に押圧され、かつケー
10 シング 1 1 にラジアルベアリング 2 4 を介して支持されたロータヘッド 3 8 が前方に押圧されることで、ピストン 4 2 がシリンダスリーブ 4 1 の内部に押し込まれてデッドボリュームが減少するからである。逆に、高温時にはロータ 2 2 に対してケーシング 1 1 が軸線 L 方向に伸長しようとするため、ピストン 4 2 がシリンダスリーブ 4 1 の内部から引き出されてデッドボリュームが増加することになり、暖機完了後の通常運転状態における高温高圧蒸気の初期容積の増大、つまり
15 膨張機 E の容積比（膨張比）の低下による熱効率の低下が発生してしまう。

それに対して、本実施例ではロータ 2 2 がケーシング 1 1 に対して軸線 L 方向に浮動状態で支持されているため、組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r およびラジアルベアリング 2 4 の軸受間の間隙の増大および予荷重の低下が
20 防止され、温度変化に伴うデッドボリュームの変動が防止される。これにより、膨張機 E の容積比（膨張比）の変動を防止して安定した性能を確保することができる。

特に、高温高圧蒸気を作動媒体として使用する膨張機 E では、高温時および低温時の温度差が大きくなるため、上記効果が有効に発揮される。また高温高圧蒸
25 気が供給されるロータリバルブ 7 1 の近傍は高温時および低温時の温度差が大きくなるが、そのロータリバルブ 7 1 に近い側に配置されたラジアルベアリング 2 4 に対してロータヘッド 3 8 が軸線 L 方向に摺動可能なため、ケーシング 1 1 およびロータ 2 2 の熱膨張係数の差を支障なく吸収することができる。

またロータリバルブ 7 1 の固定側バルブプレート 7 3 および可動側バルブプレ

ート 7 4 のうち、ケーシング 1 1 に支持された固定側バルブプレート 7 3 はロータ 2 2 に支持された可動側バルブプレート 7 4 に向けてプリロードスプリング 8 5 …の弾発力で付勢されているため、温度変化に伴ってケーシング 1 1 およびロータ 2 2 の軸線 L 方向の位置関係が変動しても、固定側バルブプレート 7 3 および可動側バルブプレート 7 4 の摺動面 7 7 のシール性が損なわれる虞はない。5
れどころか、組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r およびラジアルベアリング 2 4 に過大な荷重が作用するのが防止されてロータ 2 2 の回転面が安定するため、前記摺動面 7 7 のシール性が向上して蒸気のリーク量を減少させることができる。

10 次に、図 1 4 および図 1 5 に基づいて本発明の第 2 実施例を説明する。尚、第 2 実施例において上述した第 1 実施例の部材と対応する部材には、第 1 実施例と同じ符号を付して重複する説明を省略する。

第 1 実施例では組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r がケーシング 1 1 に直接支持されていたが、第 2 実施例では組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r がケーシング 1 1 にベアリングホルダ 9 9 を介して支持される。15
即ち、前部カバー 1 5 の内周に嵌合する概略円筒状のベアリングホルダ 9 9 は、その前面に重ね合わされた板状のセットプレート 9 2 と共にボルト 9 3 …で固定され、更に前部カバー 1 5 の前面にシール部材 9 4 を介してポンプボディ 9 5 が重ね合わされてボルト 9 6 …で固定される。従って、組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r は、ベアリングホルダ 9 9 の段部とセットプレート 9 2 と20
の間に挟まれて軸線 L 方向に固定される。

ベアリングホルダ 9 9、セットプレート 9 2 および組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r は、ロータ 2 2 と同じく、熱膨張係数が比較的に小さい鉄系材料で構成される。

25 この第 2 実施例によれば、熱膨張係数が比較的に小さい鉄系材料で構成された組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r を、熱膨張係数が比較的に大きいアルミニウム系材料で構成されたケーシング 1 1 に直接支持することなく、ケーシング 1 1 に固定した鉄系材料よりなるベアリングホルダ 9 9 を介して組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r をケーシング 1 1 に支持したので、ケ

ーシング 1 1 の熱膨張係数および組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r の熱膨張係数に差があっても、図 1 5 に示すように、ベアリングホルダ 9 9 と組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r との間に熱伸びの差に起因する隙間 β (図 2 0 参照) が発生するのを抑制し、この隙間 β によりロータ 2 2 が軸線 L 方向に移動してロータリバルブの摺動面 7 7 のシール性が低下するのを防止することができる。

次に、図 1 6 ~ 図 1 9 に基づいて本発明の第 3 実施例を説明する。尚、第 3 実施例において上述した第 1、第 2 実施例の部材と対応する部材には、第 1、第 2 実施例と同じ符号を付して重複する説明を省略する。

第 2 実施例では斜板ホルダ 2 8 が前部カバー 1 5 と一体に形成されているが、図 1 6 に示す第 3 実施例では、斜板ホルダ 2 8 が前部カバー 1 5 から分離されてベアリングホルダ 9 9 と一体に形成されている。一体化されたベアリングホルダ 9 9 および斜板ホルダ 2 8 は、それらにボルト 9 3 ... で固定されたセットプレート 9 2 と共に、ボルト 1 0 0 ... によって前部カバー 1 5 に固定される。斜板ホルダ 2 8 およびベアリングホルダ 9 9 は、第 2 実施例のベアリングホルダ 9 9 と同様に、熱膨張係数の小さい鉄系材料で構成される。

この第 3 実施例によれば、アルミニウム系材料で構成された前部カバー 1 5 の熱膨張係数に比べて斜板ホルダ 2 8 の熱膨張係数が小さいことで、ケーシング 1 1 に対する斜板ホルダ 2 8 の熱伸びによる位置ずれを最小限に抑え、ピストン 4 2 のエンド部 6 1 と斜板 3 1 のディンプル 3 1 a との接触位置のずれを防止して焼付きの発生や摩擦抵抗の増加を防止することができる。しかも斜板 3 1 に当接するピストン 4 2 とロータ 2 2 に設けられたシリンダスリーブ 4 1 との軸線 L 方向の位置関係を安定させ、膨張機 E の容積比 (膨張比) が変化するのを一層効果的に防止することができる。

以下、その理由を図 1 7 に基づいて説明する。

組み合わせアンギュラベアリング 2 3 f, 2 3 r の左端を熱伸びの起点とし、そこからロータ 2 2 のシリンダスリーブ 4 1 の頂部までをゾーン A 1 とすると、ゾーン A 1 はロータ 2 2 に対応するゾーン B 1 と出力軸 3 2 に対応するゾーン C 1 とで構成される。一方、熱伸びの起点から上死点にあるピストン 4 2 の頂部ま

でをゾーンA 2とすると、ゾーンA 2はピストン4 2に対応するゾーンB 2と斜板ホルダ2 8に対応するゾーンC 2とで構成される。

ゾーンA 1の軸線L方向の長さはゾーンA 2の軸線L方向の長さよりも僅かに長く設定されており、その長さの差が、つまりシリンダスリーブ4 1の頂部と上死点にあるピストン4 2の頂部との距離がデッドボリウムとなる。ロータ2 2およびピストン4 2は共に鉄系材料で構成されているため、膨張機Eの冷間時と熱間時とでゾーンB 1およびゾーンB 2の軸線L方向の長さの差は殆ど変化しない。

またゾーンC 2にある斜板ホルダ2 8は特別の冷却機能を持たないのに対し、ゾーンC 1にある出力軸3 2は内部を流れる潤滑油により冷却されるため、ゾーンC 2に対してゾーンC 1は低温になる（図1 8参照）。しかも鉄系材料よりなる出力軸3 2は熱膨張係数が小さいのに対し、斜板ホルダ2 8を熱膨張係数が大きいアルミニウム系材料で構成した場合には、その相乗効果で膨張機Eの熱間時におけるゾーンC 2の熱伸びは、ゾーンC 1の熱伸びよりも大幅に大きくなる。その結果、ゾーンA 1の熱伸びに比べてゾーンA 2の熱伸びが大きくなり、シリンダスリーブ4 1の頂部およびピストン4 2の頂部間のデッドボリウムが減少し、膨張機Eの容積比が設計値から外れて熱効率の低下の原因となってしまう。

しかしながら、第3実施例では斜板ホルダ2 8を熱膨張係数が小さい鉄系材料で構成しているため、ゾーンC 1およびゾーンC 2の熱伸びの差を減少させ、図1 9に示すように、シリンダスリーブ4 1の頂部と上死点にあるピストン4 2の頂部との間のデッドボリウム（デッドストローク）の減少量を小さくし、膨張機Eの容積比が設計値から外れるのを最小限に抑えて熱効率の低下を防止することができる。

しかもベアリングホルダ9 9および斜板ホルダ2 8を同一部材で構成したので、部品点数の削減に寄与することができる。

以上、本発明の実施例を説明したが、本発明はその要旨を逸脱しない範囲で種々の設計変更を行うことが可能である。

例えば、実施例ではランキンサイクル装置の膨張機Eを例示したが、本発明の回転流体機械は前記膨張機E以外の任意の用途に適用可能である。

また第2実施例ではケーシング11をアルミニウム系材料とし、ロータ22、出力軸32、ベアリングホルダ99および斜板ホルダ28（第3実施例）を鉄系材料としているが、請求項3で規定された熱膨張係数の大小関係を満たすものであれば、上記以外の任意の材料を選択することができる。

- 5 また第3実施例ではベアリングホルダ99および斜板ホルダ28を同一部材で構成しているが、それらを別部材で構成することができる。

請求の範囲

1. ロータ（22）の両端部を第1軸受け（23f, 23r）および第2軸受け（24）を介してケーシング（11）に回転自在に支持し、作動媒体の圧力エネルギーとロータ（22）が回転する機械エネルギーとを相互に変換するエネルギー変換手段を該ロータ（22）に設けた回転流体機械において、

前記第1軸受け（23f, 23r）および第2軸受け（24）のうち、第1軸受け（23f, 23r）のみで軸方向荷重を支持可能であることを特徴とする回転流体機械。

10 2. 前記回転流体機械は膨張機（E）であり、前記エネルギー変換手段はアキシヤルピストンシリンダ群（56）であることを特徴とする、請求項1に記載の回転流体機械。

3. ロータ（22）に作動媒体を供給・排出するロータリバルブ（71）を設けるとともに、ロータ（22）の熱膨張係数および第1軸受け（23f, 23r）の熱膨張係数を略同じにし、ケーシング（11）の熱膨張係数をロータ（22）の熱膨張係数および第1軸受け（23f, 23r）の熱膨張係数よりも大きくし、ケーシング（11）にベアリングホルダ（99）を介して第1軸受け（23f, 23r）を支持し、ベアリングホルダ（99）の熱膨張係数をロータ（22）の熱膨張係数および第1軸受け（23f, 23r）の熱膨張係数と略同じにしたことを特徴とする、請求項1に記載の回転流体機械。

4. 前記回転流体機械は膨張機（E）であり、前記エネルギー変換手段は斜板（31）により作動するアキシヤルピストンシリンダ群（56）であることを特徴とする、請求項3に記載の回転流体機械。

5. 斜板（31）を斜板ホルダ（28）を介してケーシング（11）に支持し、斜板ホルダ（28）の熱膨張係数をベアリングホルダ（99）の熱膨張係数と略同じにしたことを特徴とする、請求項4に記載の回転流体機械。

6. 斜板ホルダ（28）およびベアリングホルダ（99）を同一部材で構成したことを特徴とする、請求項5に記載の回転流体機械。

図 1

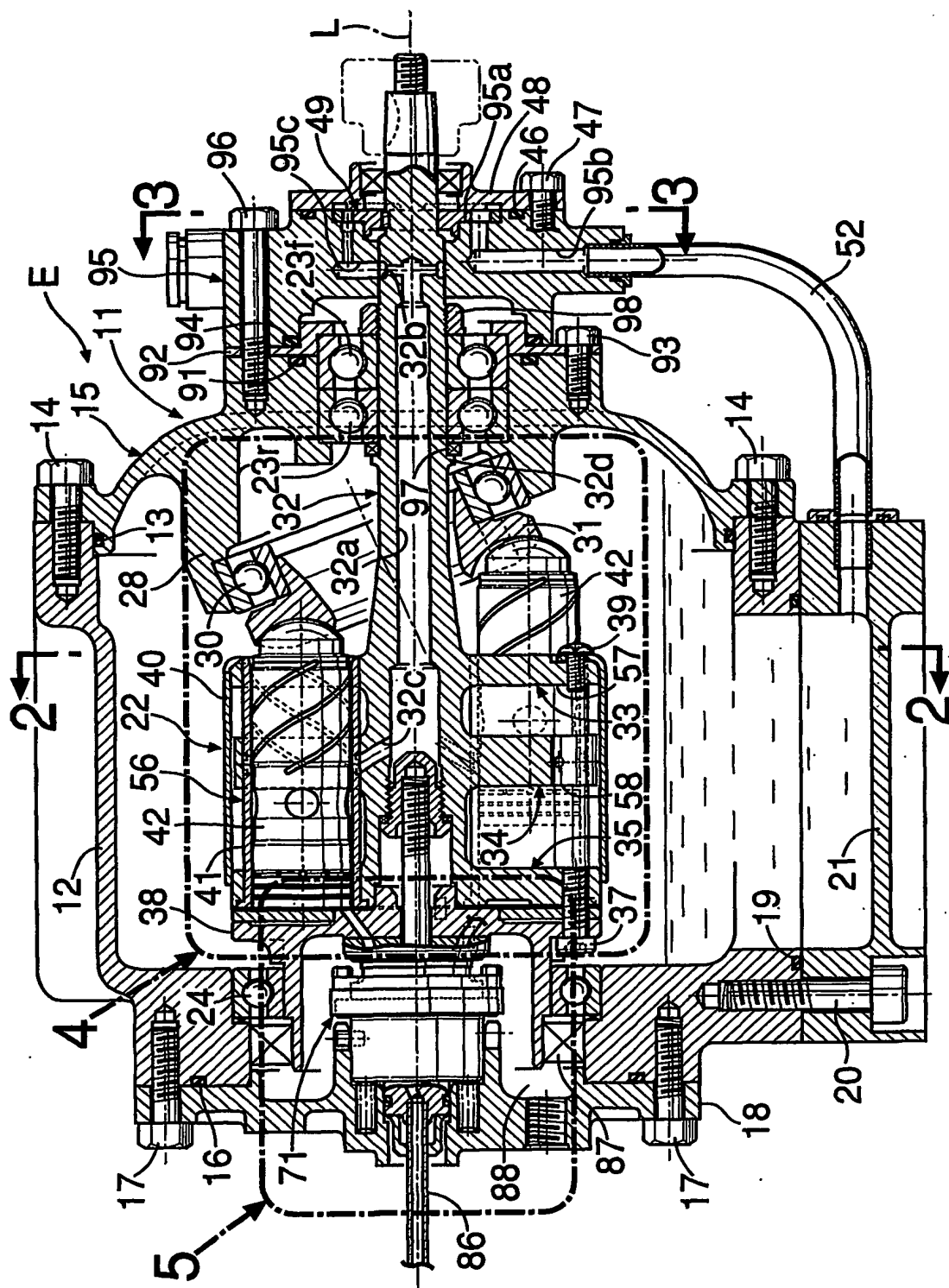
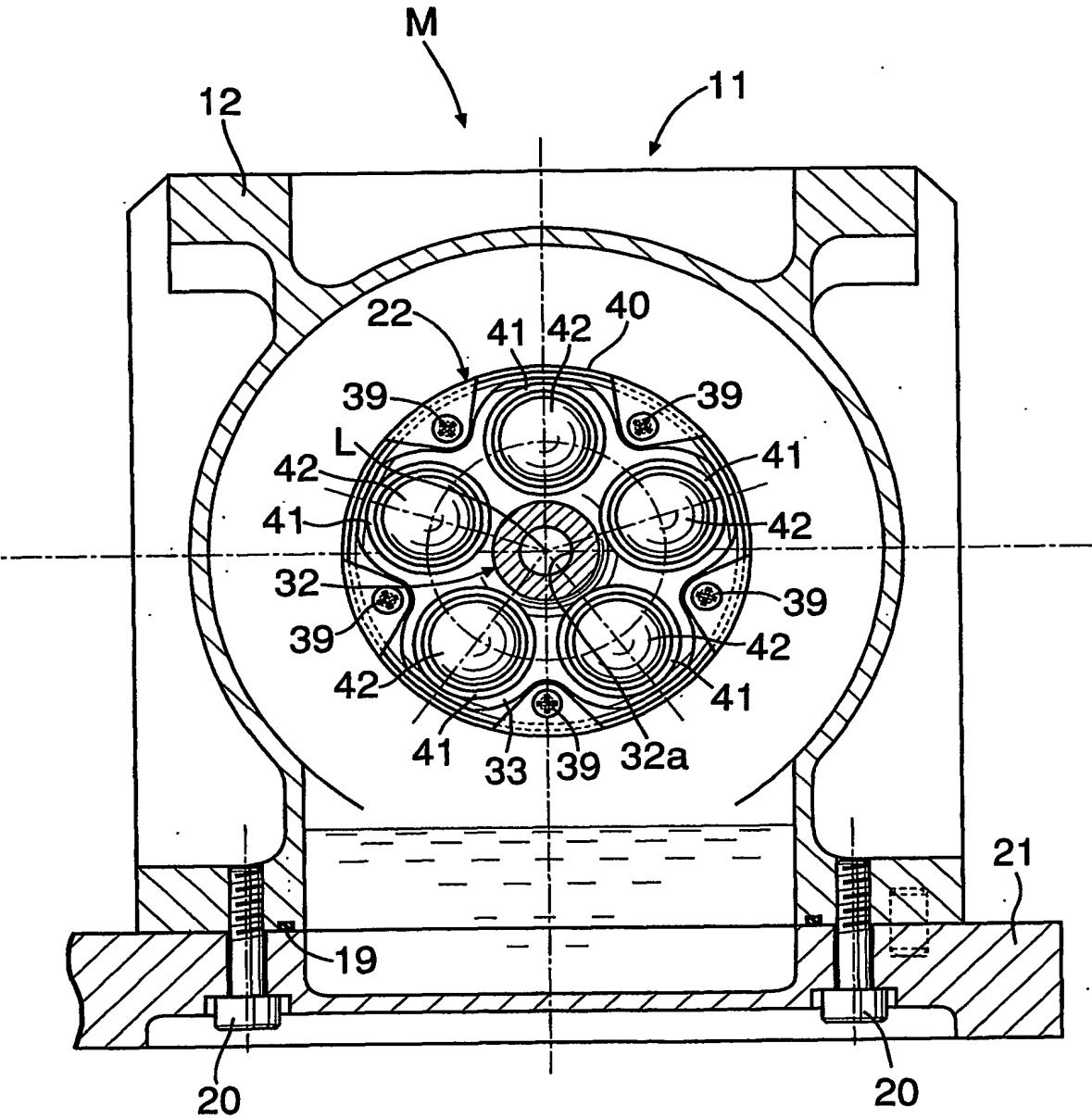


図 2



3/18

図 3

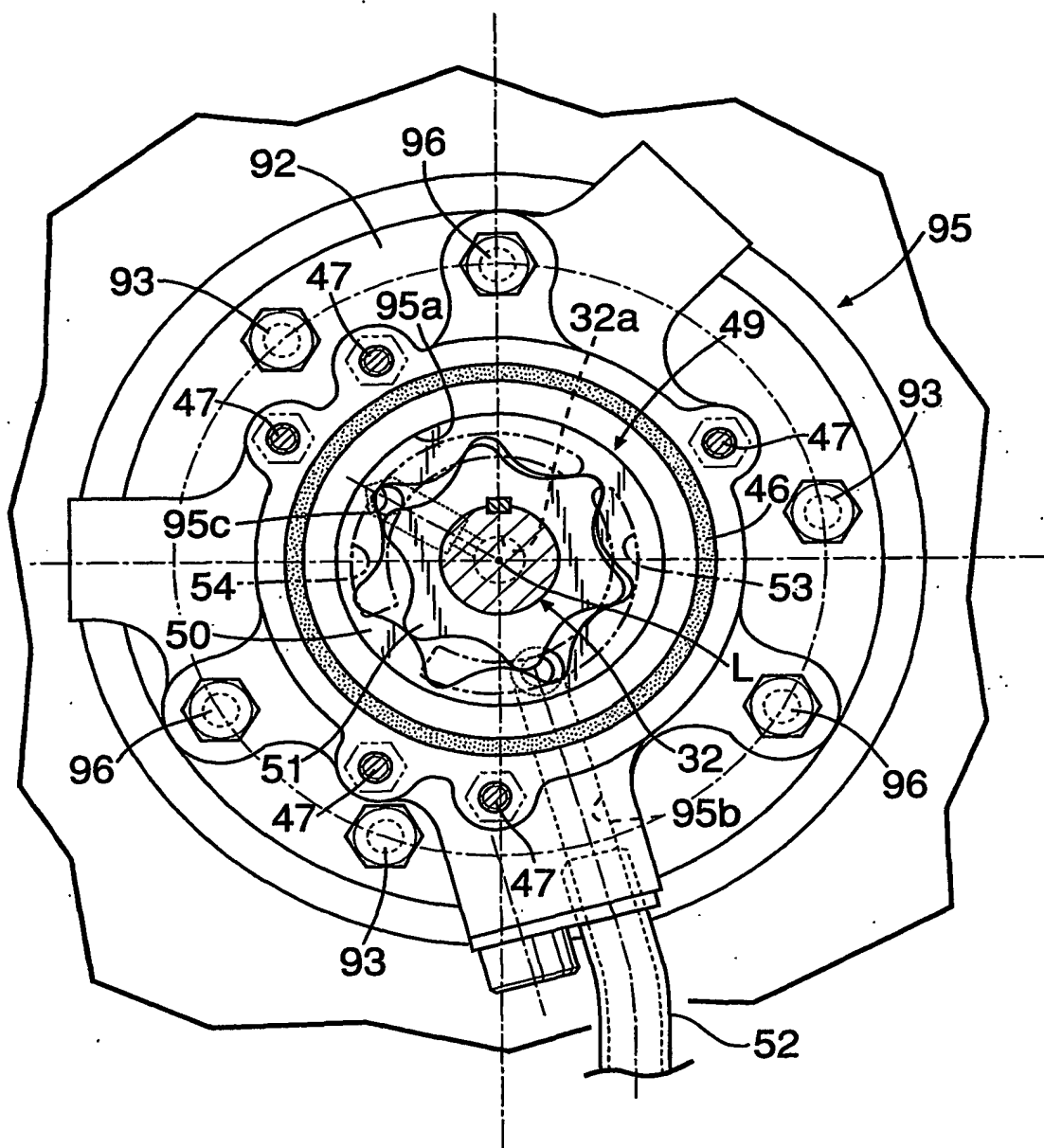
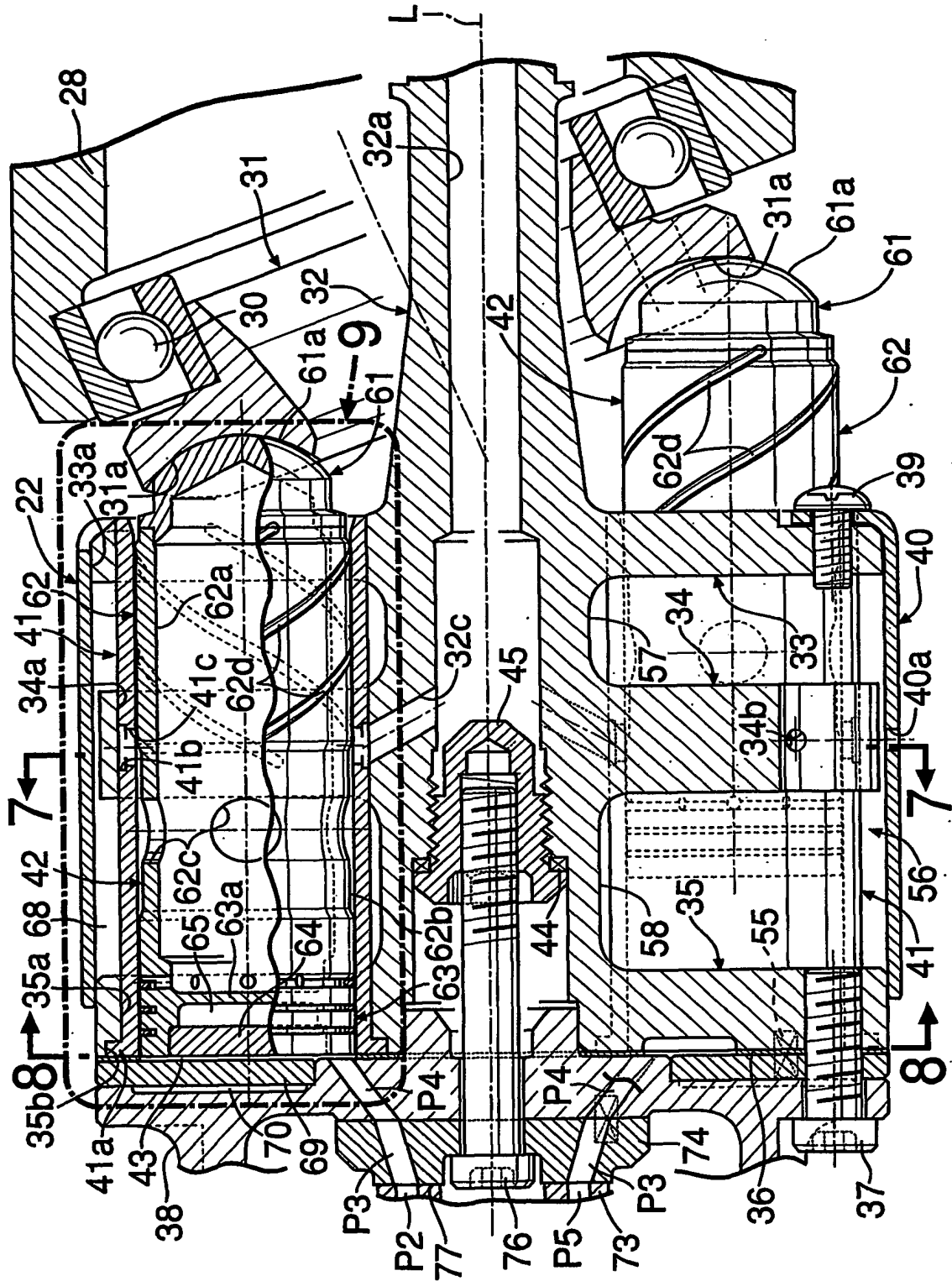
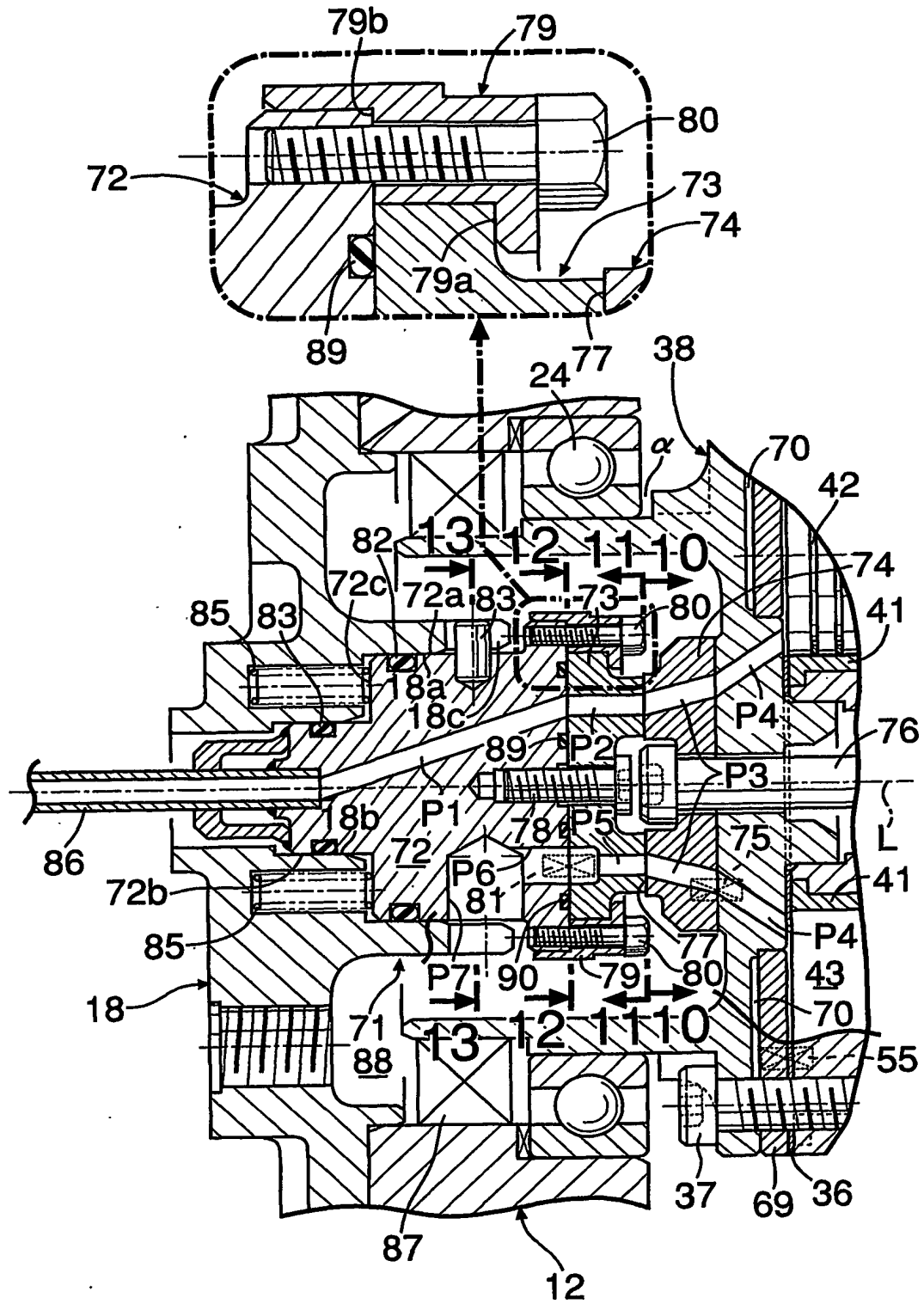


図 4



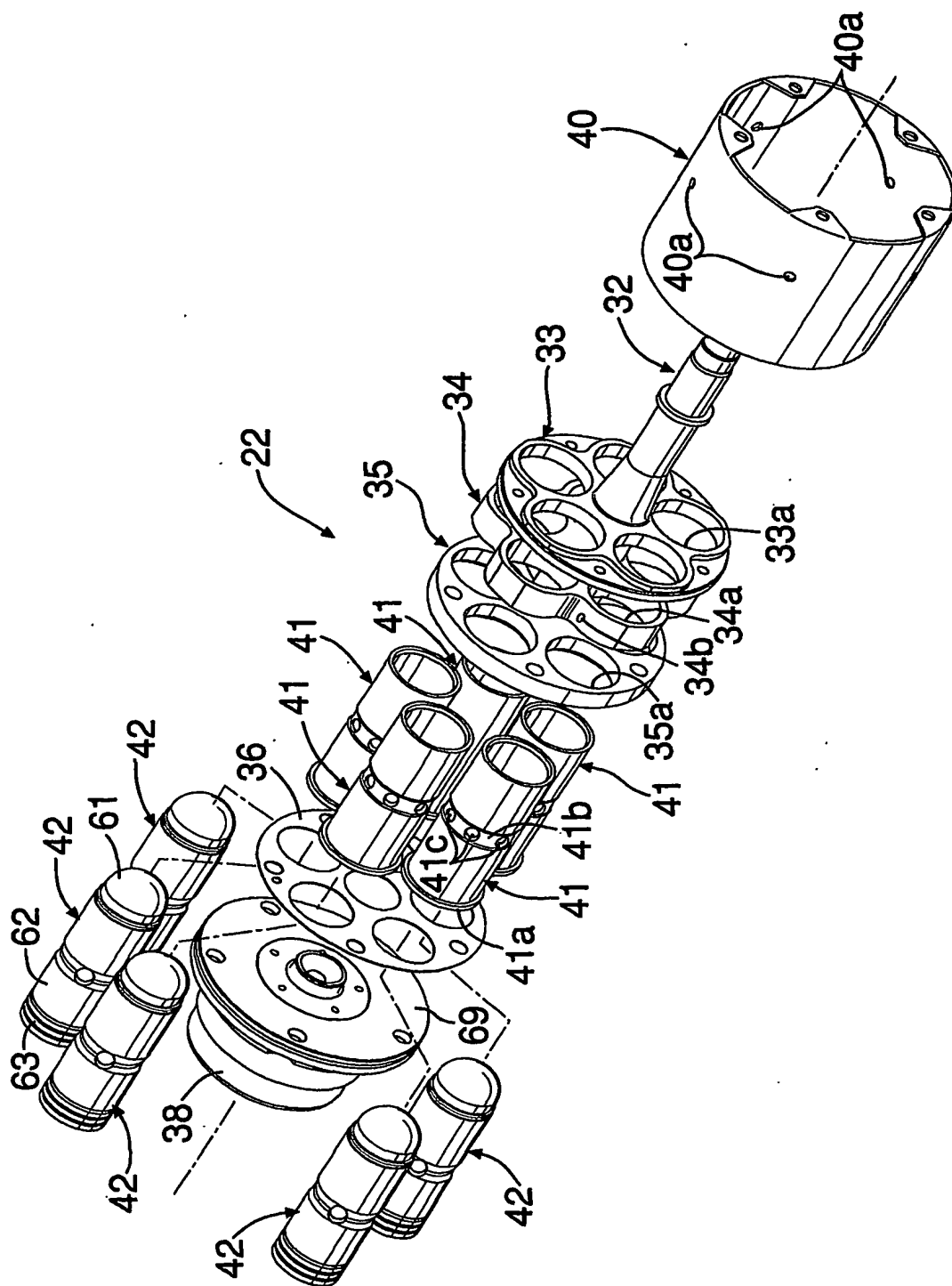
5/18

図 5



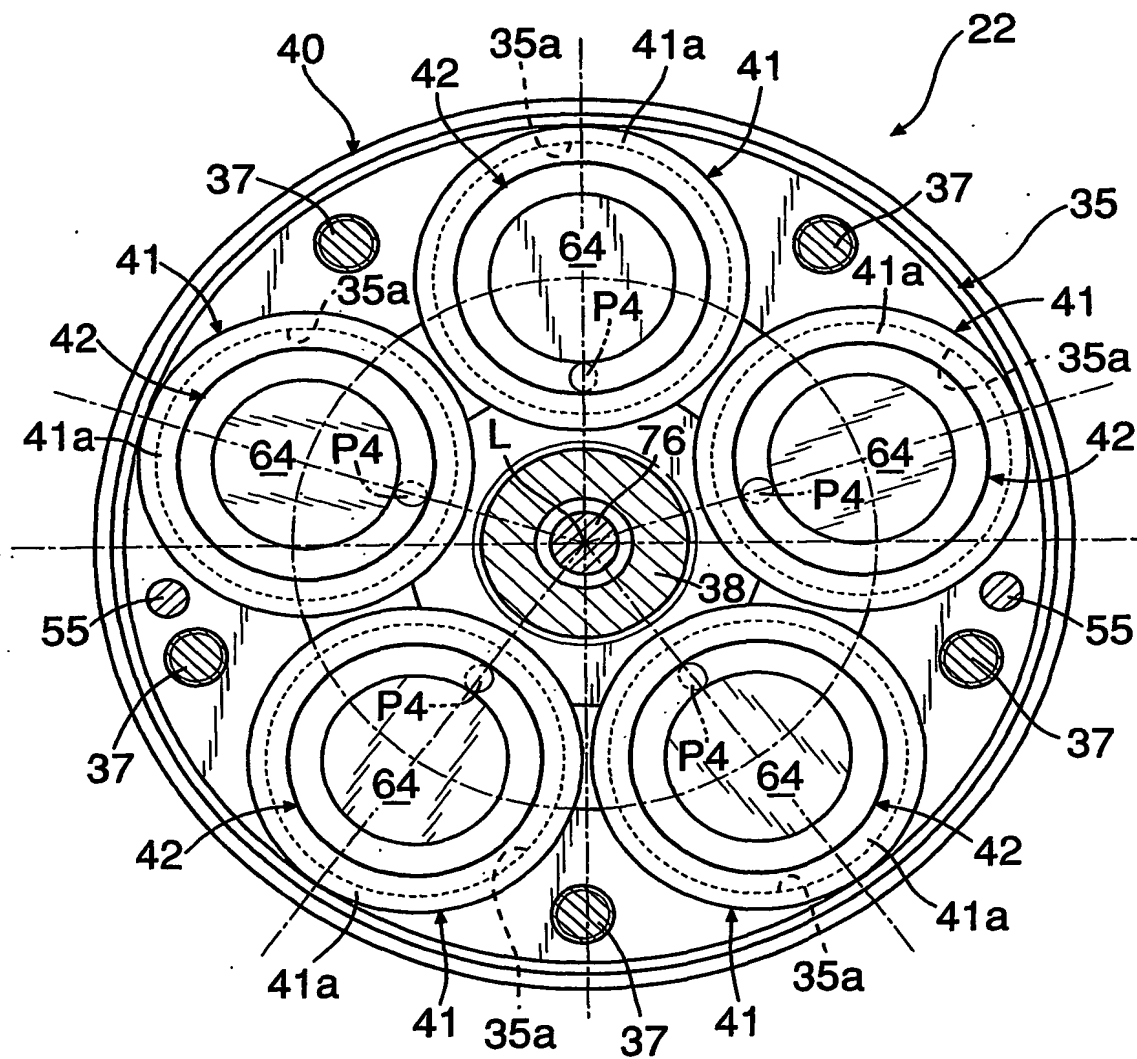
6/18

图 6



8/18

図 8



9
[X]

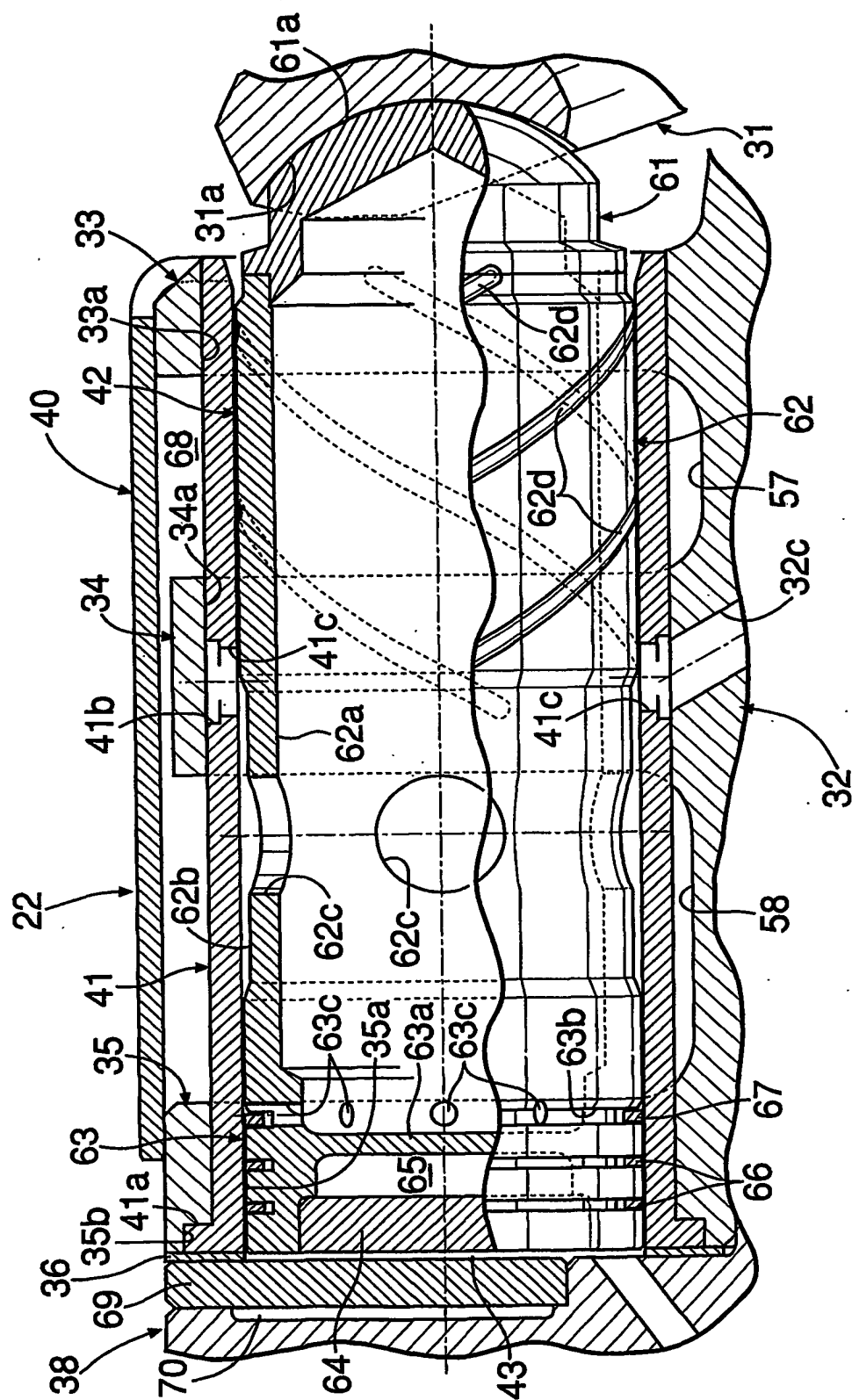


図 10

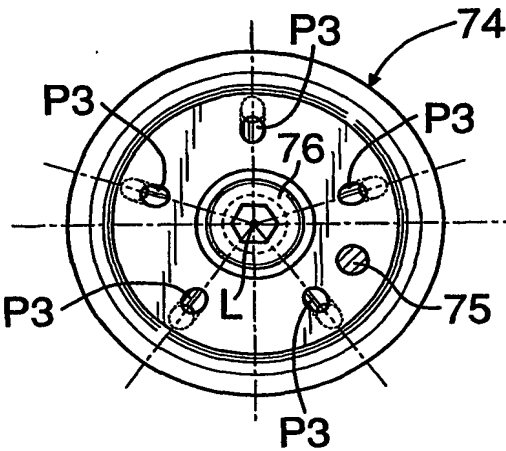
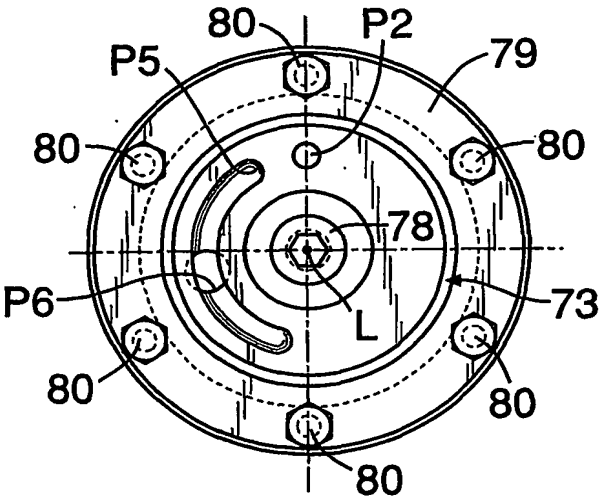


図 11



11/18

図 12

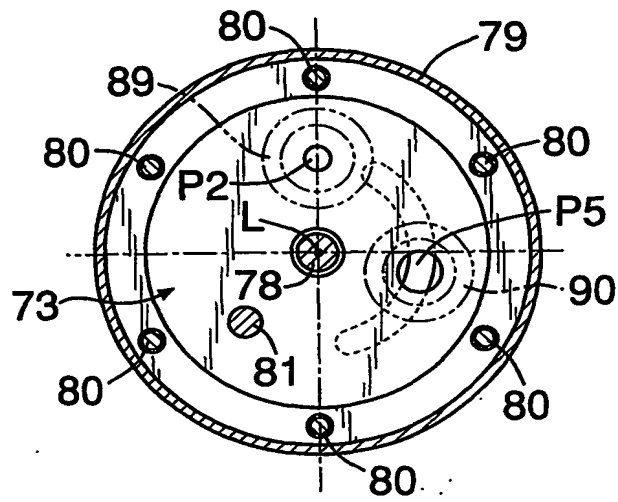
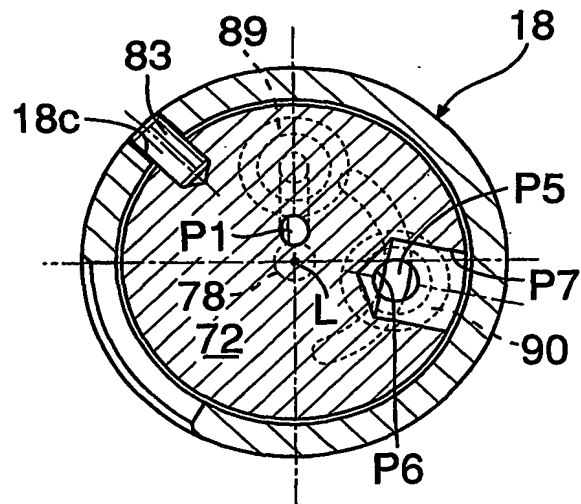


図 13



12/18

図 14

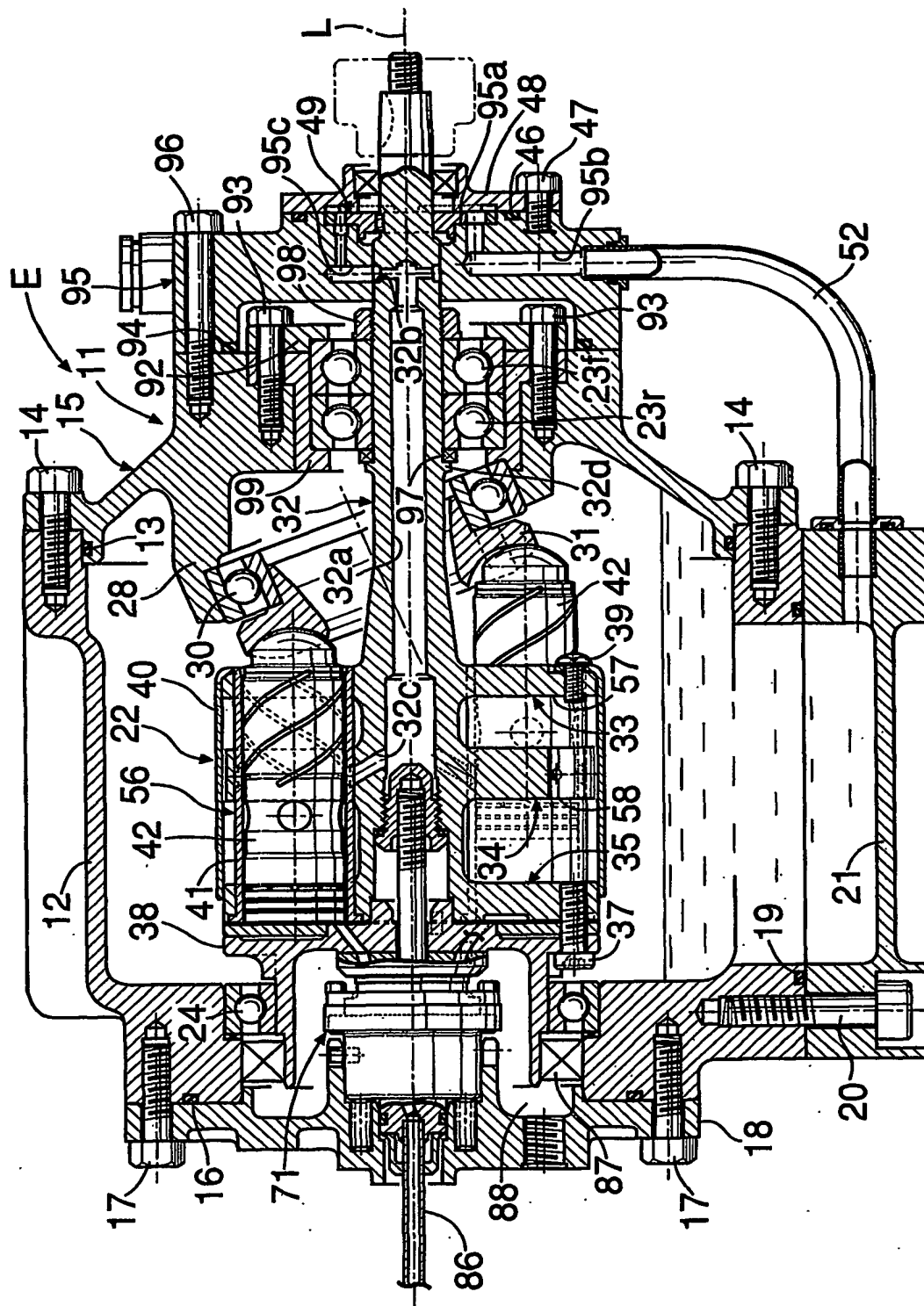
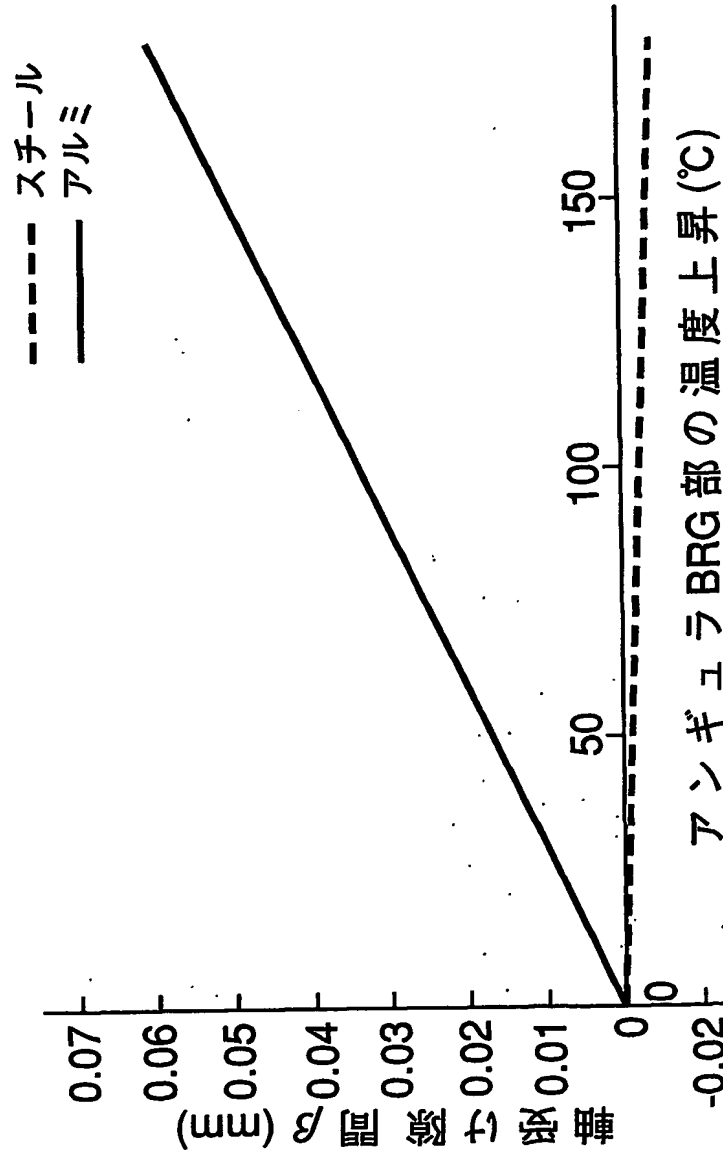
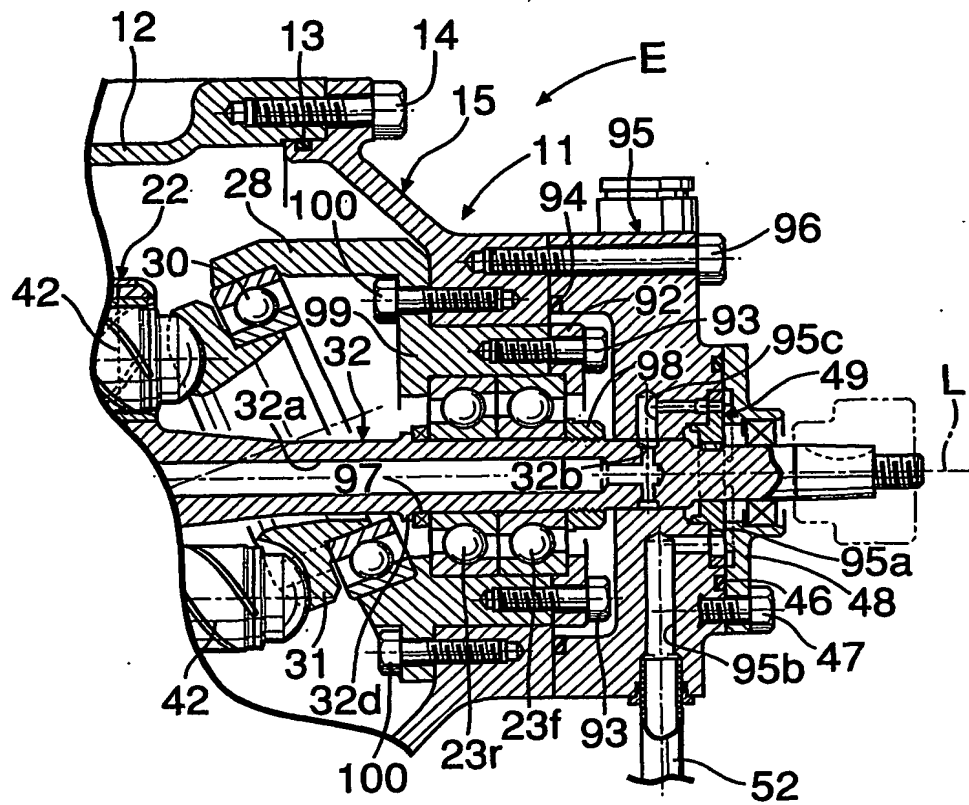


図 15



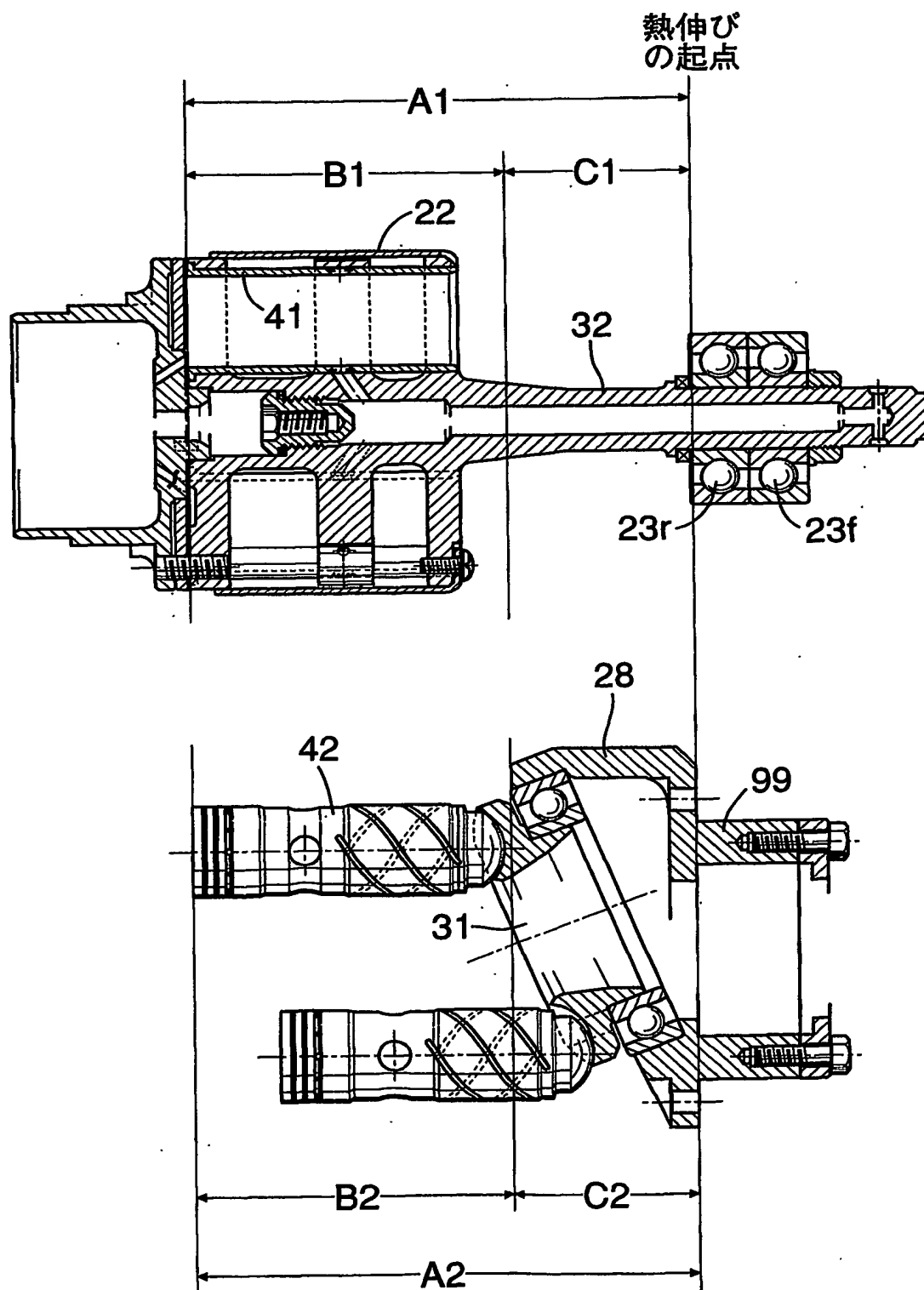
14/18

图 16



15/18

図 17



16/18

図 18

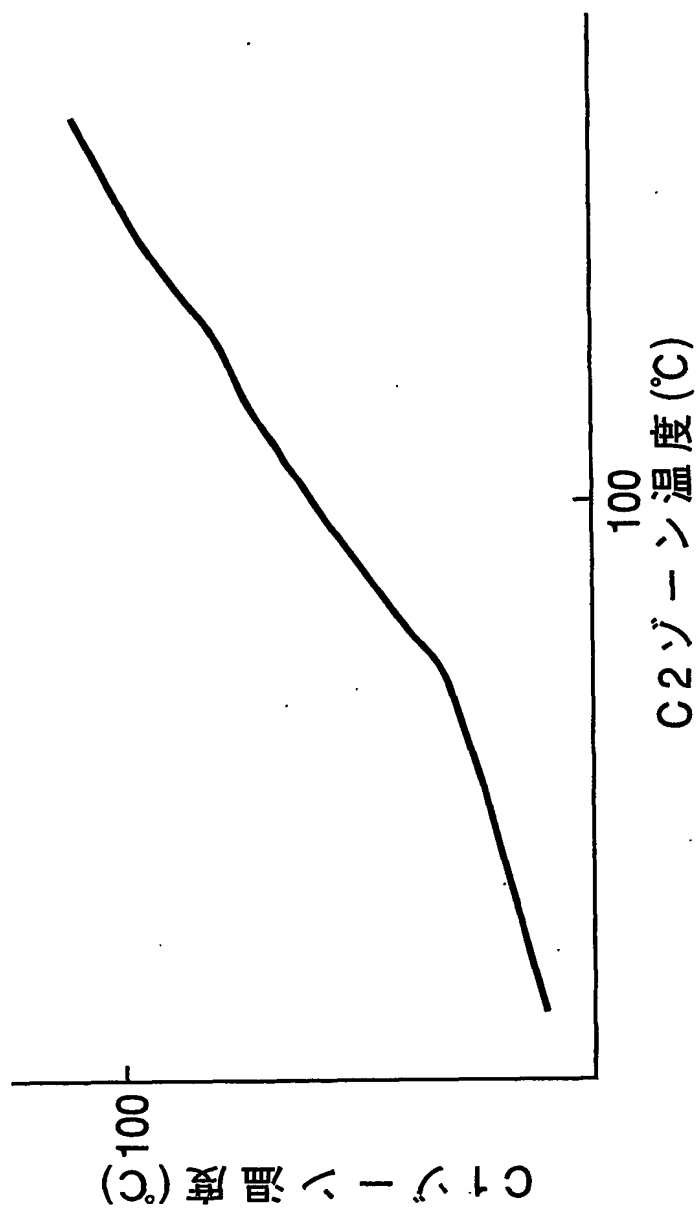
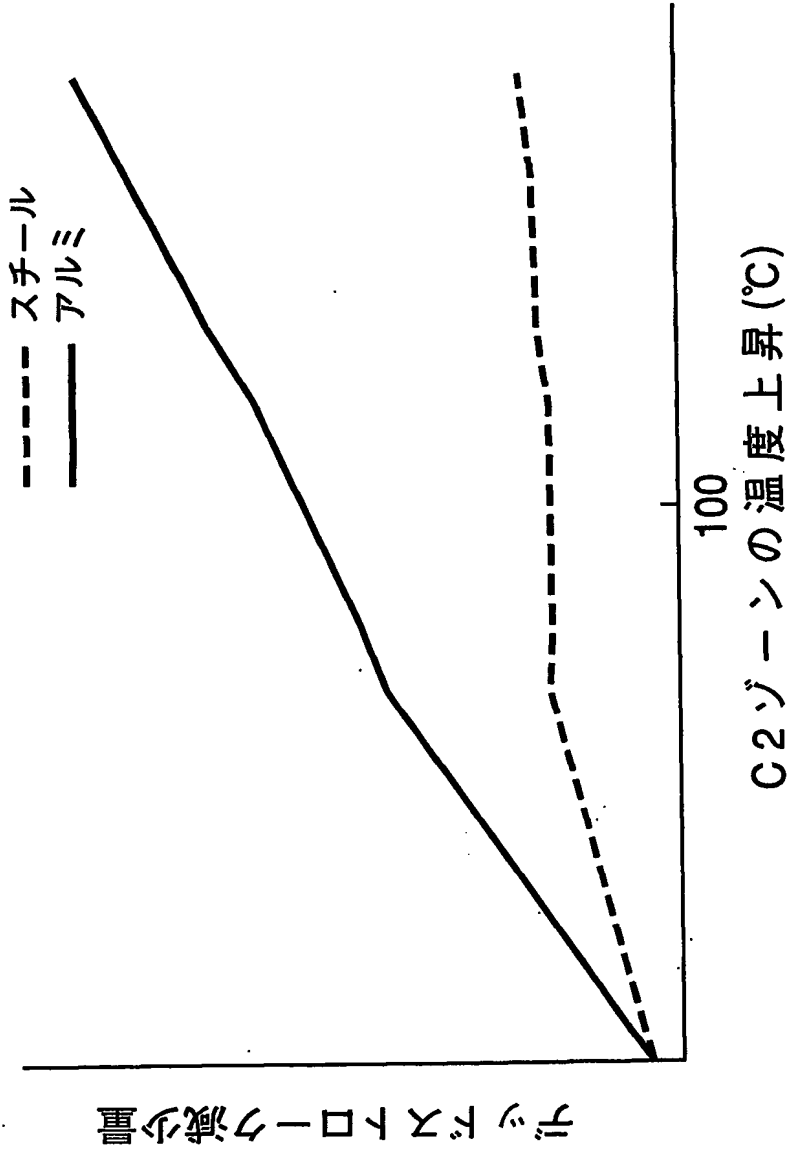
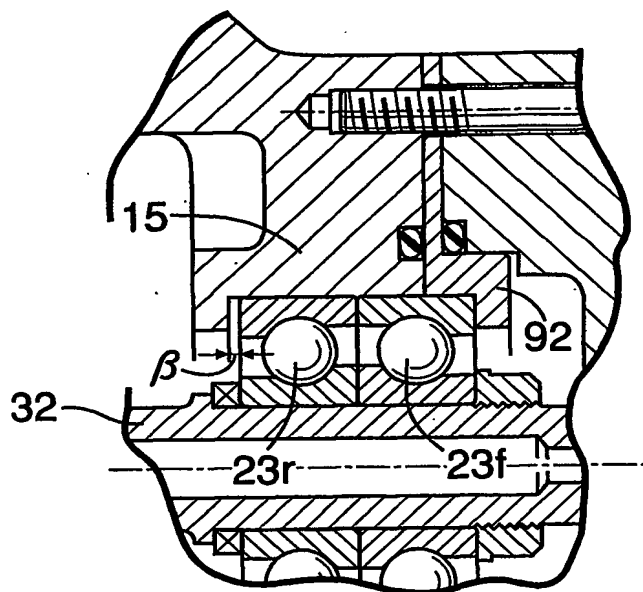


図 19



18/18

図 20



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP03/16481

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
Int.Cl⁷ F01B3/02, F01B31/06

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl⁷ F01B3/02, F03C1/06, F04B1/12-1/30, F04B25/04, F04B27/08

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2004
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2004	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2004

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X Y	WO 02/070865 A1 (HONDA GIKEN KOGYO KABUSHIKI KAISHA), 12 September, 2002 (12.09.02), Fig. 1 & JP 2002-256805 A	1, 2, 4, 3, 5, 6
Y	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 107630/1990 (Laid-open No. 64962/1992) (Japan Servo Co., Ltd.), 04 June, 1992 (04.06.92), Page 5, lines 10 to 13; Fig. 1 (Family: none)	3, 5, 6
Y	JP 2000-262004 A (NEC Corp.), 22 September, 2000 (22.09.00), Claim 1; Par. No. [0021] (Family: none)	3, 5, 6

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
"E" earlier document but published on or after the international filing date
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
13 April, 2004 (13.04.04)

Date of mailing of the international search report
27 April, 2004 (27.04.04)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl.⁷ F01B3/02, F01B31/06

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl.⁷ F01B3/02, F03C1/06, F04B1/12-1/30
F04B25/04, F04B27/08

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1922-1996
 日本国公開実用新案公報 1971-2004
 日本国登録実用新案公報 1994-2004
 日本国実用新案登録公報 1996-2004

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
X Y	WO 02/070865 A1 (HONDA GIKEN KO GYO KABUSHIKI KAISHA) 2002. 09. 12, 図1 & JP 2002-256805 A	1, 2, 4 3, 5, 6
Y	日本国実用新案登録出願2-107630号 (日本国実用新案登録 出願公開4-64962号) の願書に添付した明細書及び図面の内 容を撮影したマイクロフィルム (日本サーボ株式会社) 1992. 06. 04, 第5頁10-13行, 第1図 (ファミリーなし)	3, 5, 6

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

- 「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
 「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
 「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)
 「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
 「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

- 「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
 「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
 「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
 「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

13. 04. 2004

国際調査報告の発送日

27. 4. 2004

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)
 郵便番号100-8915
 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

稲葉 大紀

3 T

9820

電話番号 03-3581-1101 内線 3355

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y	JP 2000-262004 A (日本電気株式会社) 2000. 09. 22, 請求項1, 0021段落 (ファミリーなし)	3, 5, 6